



⑮ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 199 17 893 A 1**

⑤ Int. Cl. 7:
F 16 H 45/02

⑲ Aktenzeichen: 199 17 893.3
⑳ Anmeldetag: 20. 4. 1999
㉑ Offenlegungstag: 26. 10. 2000

DE 199 17 893 A 1

⑦① Anmelder:
Mannesmann Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE

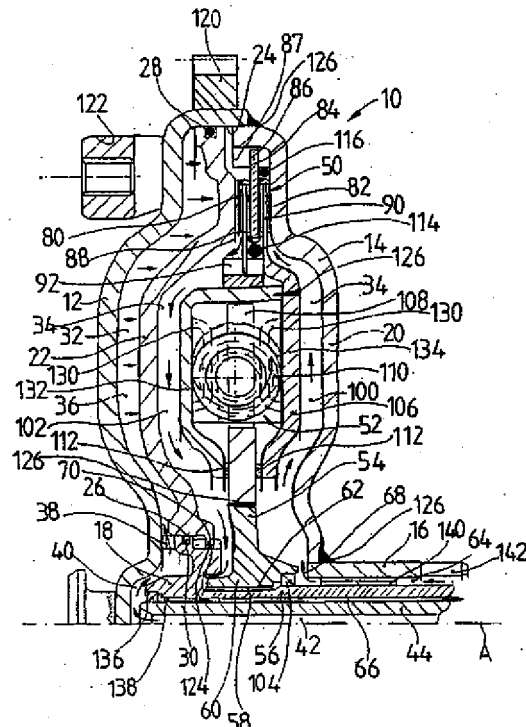
⑦④ Vertreter:
H. Weickmann und Kollegen, 81679 München

⑦② Erfinder:
Sasse, Christoph, Dr.-Ing., 97422 Schweinfurt, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Kupplungseinrichtung, insbesondere Anfahrlement, mit einstellbarer Kupplungskühlung für hohe Verlustleistung

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine Kupplungseinrichtung (10), in deren Gehäuse (20) eine erste (34) und eine zweite (36) Fluidkammer von einem durch einen Fluid-Differenzdruck zwischen den Fluidkammern bewegbaren Kolben (22) getrennt sind. Der Kolben dient zur Betätigung einer Reibungskupplung (50), deren Reibungsflächen in der ersten Fluidkammer angeordnet sind. Durch die erste Fluidkammer ist unabhängig vom in der zweiten Fluidkammer herrschenden Fluidruck Fluid durchführbar, um Reibungswärme von der Reibungskupplung und deren Reibungsflächen abzuführen. Hierzu sind von der ersten Fluidkammer zugeordnetem Fluid durchströmbare Fluiddurchgänge vorgesehen, die den Reibflächen zugeordnet sind. Es wird vorgeschlagen, daß eine Mindestfluidmenge, die die Fluiddurchgänge durchströmt, mittels der die erste Fluidkammer durchströmenden Fluidmenge einstellbar ist, wofür die Mindestfluidmenge mit der in die erste Fluidkammer (36) eingeleiteten bzw. aus dieser abgeleiteten Fluidmenge in einem festen Zusammenhang steht.



DE 199 17 893 A 1

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Kupplungseinrichtung mit einem eine erste und eine zweite Fluidkammer enthaltenden Gehäuse und einem in dem Gehäuse angeordneten, die erste und die zweite Fluidkammer voneinander trennenden und bezogen auf eine Gehäuseachse axial bewegbaren Kolben einer durch Anlegen eines Fluid-Differenzdrucks zwischen der ersten und der zweiten Fluidkammer betätigbaren Reibungskupplung, deren Reibflächen in der ersten Fluidkammer angeordnet sind, wobei unabhängig vom in der zweiten Fluidkammer herrschenden Fluidruck der ersten Fluidkammer Fluid zuführbar und Fluid von der ersten Fluidkammer abführbar ist, um Reibungswärme von der Reibungskupplung und deren Reibflächen abzuführen, wobei den Reibflächen Fluiddurchgänge zugeordnet sind, durch die der ersten Fluidkammer zugeordnetes Fluid hindurchströmen kann.

Eine Anwendung einer derartigen Kupplungseinrichtung in der Kraftfahrzeugtechnik liegt beispielsweise darin, daß beim Anfahren mittels der Kupplungseinrichtung ein Abtrieb, beispielsweise die Eingangswelle eines Schaltgetriebes, so weit wie möglich auf dieselbe Drehzahl gebracht wird, wie ein Antrieb, etwa eine Brennkraftmaschine. Je nach dem Antriebsmoment, das der Antrieb dabei aufbringen kann, entstehen in der in diesem Zusammenhang als "Anfahrelement" bezeichnbaren Kupplungseinrichtung erhebliche Verlustleistungen, die im Extremfall der maximalen Motorleistung entsprechen können. Das Anfahrelement sollte derartigen Verlustleistungen auch in extremen Situationen, beispielsweise beim Anfahren am Berg, widerstehen können, und zwar möglichst verschleißfrei über die Lebensdauer des Anfahrelements.

Gemäß einer bekannten Lösung ist das Anfahrelement von einem Drehmomentwandler mit Überbrückungsreibungskupplung gebildet, das in einem Antriebsstrang des Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit (Brennkraftmaschine, Verbrennungsmotor) und einem Automatikgetriebe angeordnet ist und häufig einen integrierten Torsionsdämpfer aufweist. Ein Drehmomentwandler ist in mancher Hinsicht äußerst vorteilhaft, da er für hohe Momente geeignet ist und überdies Drehmomente verstärken kann. Es handelt sich aber um eine vergleichsweise aufwendige Lösung, insbesondere hinsichtlich des Bauaufwands, da der Drehmomentwandler drei gegeneinander verdrehbare Teile (Pumpe, Turbine und Leitrad) aufweist. Ferner muß ein dem Drehmomentwandler zugeordneter Fluidkühler (Ölkühler, insbesondere Getriebekühler) für vergleichsweise große Fluidflüsse ausgebildet sein. Ferner ist das Anfahrverhalten des Systems nicht veränderbar, was für Optimierungen des Systems im Hinblick auf Kaltstarts, wahlweise sportliches oder komfortables Anfahren, usw. vorteilhaft wäre.

Eine weitere bekannte Lösung umfaßt eine naßlaufende, einen integralen Bestandteil eines Stufenautomatgetriebes bildende Kupplung, die zwar hinsichtlich der Drehmomentübertragung regelbar ist, im Gegensatz zum hydrodynamischen Drehmomentwandler aber nicht in der Lage ist, auch hohe Verlustleistungen (bei hohen Motorleistungen) zu ertragen. Ferner treten bei derartigen in das Getriebe integrierten Kupplungen aufgrund des Naßlaufbetriebs (Planschbetriebs) relativ hohe Reibungsverluste auf, die zu einem entsprechend höheren Betriebsmittelverbrauch (Benzinverbrauch) führen.

Ferner existieren sogenannte Hydrokupplungen mit integrierter Überbrückungskupplung, die einen hydraulischen Kreis mit einem Pumpenrad und einem Turbinenrad, aber ohne Leitrad (und dementsprechend ohne Drehmomentverstärkung) aufweisen. Derartige Hydrokupplungen arbeiten

nur dann einigermaßen wirtschaftlich, wenn der hydraulische Kreis lediglich zum Anfahren genutzt wird und die als Reibungskupplung ausgebildete Überbrückungskupplung so schnell wie möglich geschlossen wird.

Als Beispiel für eine Hydrokupplung und einen Drehmomentwandler jeweils mit integrierter, als Reibungskupplung ausgebildeter Überbrückungskupplung kann auf die deutsche Patentanmeldung 198 28 709,7 (noch nicht offenlegt) und die DE 44 23 640 A1 verwiesen werden, denen gemeinsam ist, daß die Kupplungseinrichtung über ein Zwei-Leitungssystem ansteuerbar ist, bei der ein Einrückzustand der Überbrückungskupplung und ein Fluidstrom durch die Kupplungseinrichtung nicht unabhängig voneinander einstellbar sind. Ein Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung, der über ein Drei-Leitungssystem mit voneinander unabhängiger Einstellung eines Einrückzustands der Überbrückungskupplung und eines Fluidstroms durch den Wandler ansteuerbar sein dürfte und bei dem ein Lamellenpaket der Reibungskupplung in einer ein Turbinenrad, ein Leitrad und ein Pumpenrad enthaltenden Fluidkammer angeordnet ist, ist aus der FR 2 341 791 A1 bekannt.

Aus einem VDI-Bericht mit dem Titel "Aufbau und Steuerung einer schlupfgeregelten Überbrückungskupplung im hydrodynamischen Drehmomentwandler" von L. Hein et al. (VDI-Berichte Nr. 1175, 1995, Seiten 319-337) ist ein der Firma Mercedes-Benz zugeschriebener Drehmomentwandler der eingangs genannten Art bekannt. Der Drehmomentwandler ist über ein Drei-Leitungssystem derart ansteuerbar, daß ein Fluidstrom durch die erste Fluidkammer unabhängig vom in der zweiten Fluidkammer herrschenden Fluidruck und damit unabhängig vom Einrück- oder Ausrückzustand der Reibungskupplung einstellbar ist. Die Reibungskupplung des bekannten Drehmomentwandlers weist ein in der ersten Fluidkammer angeordnetes Lamellenpaket auf, das nach den Angaben in dem Bericht intensiv von Öl durchströmt werden soll, um eine gute Wärmeabfuhr von der auf Dauerschlupf ausgelegten Kupplung auch bei hohen Übertragungsmomenten zu gewährleisten. Den Angaben im Bericht ist nicht zu entnehmen, wie die behauptete intensive Öldurchströmung des Lamellenpakets gewährleistet wird. Es scheint so zu sein, daß die Öldurchströmung des Lamellenpakets primär von der sich in der ersten Fluidkammer ausbildenden Fluidströmung abhängt, und weniger von der Zufuhr und Abfuhr von Fluid in bzw. aus der ersten Fluidkammer, da dem Bericht und dessen Zeichnungen keine Hinweise auf Fluidzwangsführungsmittel entnehmbar sind, die gewährleisten, daß im Falle der Herstellung eines Fluidkreislaufs durch die erste Fluidkammer durch Zuleitung einer Fluidmenge in die erste Fluidkammer und Ableitung einer entsprechenden Fluidmenge aus der ersten Fluidkammer eine bestimmte Fluidmenge durch das Lamellenpaket fließt, die mit der in die erste Fluidkammer eingeleiteten bzw. aus dieser abgeleiteten Fluidmenge in einem definierten Zusammenhang steht.

Wie eine Untersuchung einer Fachleuten im Fachgebiet bekannten tatsächlichen Konstruktion der Firma Mercedes-Benz, die dem in dem Aufsatz beschriebenen Drehmomentwandler wohl im wesentlichen entspricht, ergab, ist bei dem Mercedes-Benz-Wandler ein wie folgt ausgebildeter Ölkreislauf durch die erste Fluidkammer vorgesehen: das von einer Pumpe bereitgestellte Öl wird durch einen Ringkanal zwischen einer Pumpennabe und einer Leitradstütze und von dort zwischen dem Leitrad und der Pumpenschale in die erste Fluidkammer zugeführt. Innerhalb des Wandlers fließt das zugeführte Öl unter Fliehkräfteinwirkung primär nach radial außen. Aufgrund von Schlitzen im Turbinenrad kann sich aber auch ein Ölfluß in axialer Richtung zu einer Abflußstelle zwischen Turbinennabe und Leitrad einstellen,

von wo das Öl durch einen Ringkanal zwischen der Leitradsstütze und der Abtriebswelle abgezogen wird.

In radialer Richtung durch die Fliehkraft nach außen gedrücktes Öl kann zwischen dem Gehäuse und der Rückseite des Turbinenrads wieder nach radial innen fließen, wobei es dann auf das Lamellenpaket trifft und zu einem Teil durch einen Spalt zwischen einem Außenlamellenträger und dem Turbinenrad an dem Lamellenpaket vorbeifließt und zu einem anderen Teil (grob abgeschätzt etwa 10%) durch dessen Lamellen hindurch fließt.

Das durch die Lamellen hindurchströmende Öl vereinigt sich noch vor Erreichen der Abflußstelle zwischen der Turbinennabe und dem Leitrads mit dem durch den Spalt zwischen dem Außenlamellenträger und dem Turbinenrad am Lamellenpaket vorbeigeflossenen Öl sowie mit etwaigem durch die Schlitze im Turbinenrad in axialer Richtung geflossenem Öl, bevor es über die Abflußstelle zwischen Turbinennabe und Leitrads aus der ersten Fluidkammer abfließen kann. Grundsätzlich ist es nicht ausgeschlossen, daß jedenfalls ein Teil des durch das Lamellenpaket hindurchgeströmten Öls durch die schon erwähnten Turbinenrad-schlitze in axialer Richtung zur anderen Seite des Turbinenrads fließt und dort unter Fliehkrafteinwirkung wieder nach radial außen gedrückt wird.

Die Menge an Öl, die pro Bezugszeitintervall durch das Lamellenpaket fließt, hängt primär also von der sich in der ersten Fluidkammer ausbildenden Ölströmung ab und nur insoweit von der Ölzufuhr in die erste Fluidkammer und der Ölabfuhr aus der ersten Fluidkammer, als hierdurch die sich in der ersten Fluidkammer ausbildende, von dem Betriebszustand (Rotationszustand) des Drehmomentwandlers abhängende Ölströmung beeinflusst wird. Es kann somit nicht eine das Lamellenpaket durchströmende Mindestmenge mittels eines durch die erste Fluidkammer hindurchgeführten Fluidkreislaufs eingestellt werden.

Demgegenüber ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Kupplungseinrichtung der eingangs genannten Art bereitzustellen, bei der im Hinblick auf hohe Verlustleistungen eine definierte Mindestkühlung der Reibungskupplung und deren Reibflächen einstellbar ist.

Zur Lösung dieser Aufgabe wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, daß bei Herstellung eines Fluidkreislaufs durch die erste Fluidkammer durch Zuleitung einer Fluidmenge in die erste Fluidkammer und Ableiten einer entsprechenden Fluidmenge aus der ersten Fluidkammer eine Mindestfluidmenge durch die den Reibflächen zugeordneten Fluiddurchgänge strömt, die mit der in die erste Fluidkammer eingeleiteten bzw. aus dieser abgeleiteten Fluidmenge in einem festen Zusammenhang steht. Somit ist erfindungsgemäß eine die Fluiddurchgänge durchströmende Mindestfluidmenge und damit eine minimale Kühlung der Reibflächen mittels des durch die erste Fluidkammer hindurchgeführten Fluidkreislaufs, also der die ersten Fluidkammer durchströmenden Fluidmenge, einstellbar. Dies kann dadurch erreicht werden, daß wenigstens ein Teilkreislauf des Fluidkreislaufs durch die Fluiddurchgänge geht, wofür entsprechende, den durch die Fluiddurchgänge führenden Teilkreislauf erzwingende Fluidführungs- oder/und Verteilungsmittel vorgesehen sein können. Existieren für das die erste Fluidkammer durchströmende Fluid mehrere Flußwege, von denen neben dem wenigstens einen Flußweg durch die Fluiddurchgänge wenigstens einer nicht durch die Fluiddurchgänge führt, so können Fluidverteilungsmittel beispielsweise in Form von unterschiedlichen Durchflußwiderständen der Fluidflußwege vorgesehen sein, die den festen Zusammenhang zwischen der die erste Fluidkammer insgesamt durchströmenden Fluidmenge und der Mindestfluidmenge einstellen.

Nach der Erfindung ist es möglich, eine bedarfsgerechte

Kühlung der Reibflächen, ggf. Lamellen, der Reibungskupplung vorzusehen, und zwar unabhängig von der Betätigung der Reibungskupplung mittels des Kolbens. Die Ansteuerung der Kupplungseinrichtung kann hierfür über ein sogenanntes Drei-Leitungssystem erfolgen, bei dem über eine erste Fluidleitung der ersten Fluidkammer Fluid zuführbar und über eine zweite Fluidleitung von der ersten Fluidkammer Fluid abführbar ist, um den Fluidkreislauf herzustellen, und bei dem über eine dritte Fluidleitung in der zweiten Fluidkammer ein gegenüber einem Fluiddruck in der ersten Fluidkammer höherer oder niedrigerer Fluiddruck anlegbar ist, um die Reibungskupplung zu betätigen.

Erfindungsgemäß ist eine weitgehend voneinander unabhängige Ansteuerung der Reibungskupplung einerseits und der ersten Fluidkammer für die Ausbildung des Fluidkreislaufs andererseits möglich, so daß eine Anpassung des Kühlvolumenstroms an die Erfordernisse für die jeweiligen Betriebsbedingungen ohne wesentliche Beeinflussung der Momentübertragung der Reibungskupplung möglich ist. Dies schließt nicht aus, daß im Falle einer Änderung der Kühlvolumenstroms durch die erste Fluidkammer eine geringe Nachregelung des an der zweiten Fluidkammer angelegten Fluiddrucks erforderlich sein könnte, sofern die Änderung des Kühlvolumenstroms nicht sowieso dadurch bedingt ist, den Kühlvolumenstrom durch die erste Fluidkammer an eine Änderung eines Betätigungszustands der Reibungskupplung, insbesondere an eine Änderung der in der Reibungskupplung anfallenden Verlustleistung, anzupassen. Ändert man hingegen den an der zweiten Fluidkammer angelegten Fluiddruck, um den Betätigungszustand der Reibungskupplung einzustellen, so wird der Fluidkreislauf durch die erste Fluidkammer in der Regel höchstens unwesentlich beeinflusst. Je nach der dann in der Reibungskupplung anfallenden Verlustleistung kann der Kühlvolumenstrom durch die erste Fluidkammer dann aber reduziert werden oder sollte etwa im Falle eines größeren Schlupfes zum Ableiten der erhöhten Verlustwärme vergrößert werden.

Da erfindungsgemäß eine über den Fluidkreislauf einstellbare, die Reibflächen bzw. ggf. Lamellen kühlende Mindestfluidmenge gewährleistet ist, können Überhitzungszustände der Reibungskupplung selbst im Falle von atypischen Strömungsverhältnissen in der ersten Fluidkammer zuverlässig vermieden werden, so daß eine hohe Betriebssicherheit und erhöhte Standzeit der Reibungskupplung und dementsprechend eine hohe Lebensdauer der Kupplungseinrichtung erreicht ist. Hierzu wird weiterbildend vorgeschlagen, daß die Mindestfluidmenge 30%, vorzugsweise 50%, stärker bevorzugt 70%, höchstvorzugsweise 90% der der ersten Fluidkammer zugeführten bzw. hiervon abgeführten Fluidmenge beträgt. Der hier verwendete Ausdruck "Mindestfluidmenge" läßt es zu, daß die tatsächlich durch die Fluiddurchgänge strömende Fluidmenge im Bezug auf die der ersten Fluidkammer zugeführte bzw. hiervon abgeführte Fluidmenge größer ist, beispielsweise in Abhängigkeit von sich in der ersten Fluidkammer einstellenden, den Durchfluß von Fluid durch die Fluiddurchgänge unterstützenden Strömungsverhältnissen. Besonders bevorzugt ist, daß der Fluidkreislauf nahezu vollständig oder sogar vollständig durch die Fluiddurchgänge geht, so daß für einen Durchfluß von nahezu 100% oder 100% des die erste Fluidkammer durchströmenden Fluids durch die Fluiddurchgänge gesorgt ist.

Je nach Auslegung der Kupplungseinrichtung hinsichtlich der Abführung von Reibungswärme von der Reibungskupplung und den Reibflächen, also insbesondere je nach Auslegung und Zahl der Fluiddurchgänge und des maximal durch diese hindurchführbaren Kühlvolumenstroms können von der Reibungskupplung und ihren Reibflächen sehr hohe Verlustwärmemengen abgeführt werden, so daß sehr hohe

Verlustleistungen (beispielsweise 4 kW im Dauerschlupftrieb) sowie extrem hohe Spitzenverlustleistungen (beispielsweise kurzfristig bis 10 kW) realisierbar sind.

Die Fluiddurchgänge können zwischen miteinander in Reibeingriff bringbaren Reibflächen oder/und in wenigstens einem wenigstens eine der Reibflächen aufweisenden Reibelement vorgesehen sein. Diese Ausbildung der Kupplungseinrichtung sorgt gegenüber einer mehr indirekten Kühlung der Reibflächen durch Wärmeabfuhr über Lamellenträger oder dergleichen für eine besonders wirkungsvolle Abfuhr der beim reibenden Eingriff der Reibflächen entstehenden Reibungswärme.

Eine bevorzugte Ausführungsform zeichnet sich dadurch aus, daß die Fluiddurchgänge parallelgeschaltet sind, so daß den Fluiddurchgängen Fluid von im wesentlichen gleicher Temperatur zugeführt wird und dementsprechend für alle Reibflächen im wesentlichen gleiche Kühlbedingungen bestehen. Es ist aber auch möglich, daß wenigstens zwei Gruppen von Fluiddurchgängen vorgesehen sind, die innerhalb einer Gruppe parallelgeschaltet und von Gruppe zu Gruppe in Reihe geschaltet sind. In diesem Fall würde eine in Flußrichtung nachgeschaltete Gruppe von Fluiddurchgängen von Fluid durchströmt werden, daß aufgrund vorausgehender Durchströmung von vorangehenden Fluiddurchgängen möglicherweise schon durch Aufnahme von Reibungswärme erwärmt ist. Durch Vorsehen einer ausreichend großen Mindestfluidmenge pro Bezugszeitintervall kann aber trotzdem eine ausreichende Kühlung für alle Reibflächen erreicht werden.

Im Zusammenhang mit dem Schalten von Fluiddurchgangsgruppen in Reihe nacheinander kann es sein, daß verschiedenen Reibflächenpaaren zugeordnete Fluiddurchgänge zu verschiedenen Gruppen gehören. Beispielsweise können Fluiddurchgänge, die zu auf entgegengesetzten Seiten eines Reiblements angeordneten Reibflächen zugeordnet sind, zu einer Gruppe gehören. Ein Beispiel für derartige Fluiddurchgänge sind Kanäle in einer Lamelle der Reibungskupplung, die den Reibflächen auf beiden Seiten der Lamelle zugeordnet sind. Ferner ist es möglich, daß Fluiddurchgänge, die zu miteinander in Reibeingriff bringbaren Reibflächen zugeordnet sind, zu einer Gruppe gehören. Ein Beispiel für derartige Fluiddurchgänge sind Reibbelagnuten, die der die Reibbelagnuten aufweisenden Reibfläche und der damit in Reibeingriff bringbaren Reibfläche zugeordnet sind und auch bei sich in Reibeingriff befindenden Reibflächen für eine Durchströmung durch Fluid offen sind. Zu möglichen Ausbildungsformen der als Beispiele genannten Kanäle und Reibbelagnuten bzw. allgemein von Fluiddurchgängen, die Reibflächen zur Kühlung zugeordnet sind, wird auf verschiedene, derartige Fluiddurchgänge aufweisende Ausführungsbeispiele der oben angesprochenen DE 44 23 640 A1 verwiesen.

Es wurde schon angedeutet, daß wenigstens ein Teil der Fluiddurchgänge von Reibbelagnuten gebildet sein kann. Ferner kann, alternativ oder zusätzlich, wenigstens ein Teil der Fluiddurchgänge von Nuten in wenigstens einer Lamelle der Reibungskupplung gebildet sein. Ferner kann, wie schon angesprochen wurde, wenigstens ein Teil der Fluiddurchgänge von Kanälen in Lamellen der Reibungskupplung gebildet sein, die vorzugsweise wenigstens eine glatte Reibfläche aufweisen. Wenn hier von Kanälen im Gegensatz zu Nuten gesprochen wird, so soll dies ausdrücken, daß die Kanäle in Querrichtung zur Durchflußrichtung, also hin zu den zugeordneten Reibflächen geschlossen sind, wohingegen Nuten zu einer der zugeordneten Reibflächen in Querrichtung zur Durchflußrichtung offen sind.

Da, wie ausgeführt, der Fluidkreislauf durch die erste Fluidkammer im wesentlichen unabhängig von der Ansteuer-

ung der Reibungskupplung über die zweite Fluidkammer ist, ist die Geometrie der Fluiddurchgänge, ggf. die Nutgeometrie, sowie ein die Nutgeometrie beeinflussendes Setzen (flächenpressungsbedingtes Schrumpfen) oder ein die Nutgeometrie beeinflussender Verschleiß von Reibbelägen deutlich weniger kritisch für das Betriebsverhalten der Kupplungseinrichtung, insbesondere im Hinblick auf den Kühlfluidstrom durch die Fluiddurchgänge.

Eine bevorzugte Ausführungsform der Kupplungseinrichtung zeichnet sich dadurch aus, daß in der ersten Fluidkammer ein gegenüber dem Gehäuse drehbar gelagertes, mit einer Drehmomentübertragungswelle in Drehmomentübertragungsverbindung stehendes Drehmomentübertragungsrad vorgesehen ist, welches über die Reibungskupplung mit dem Gehäuse kuppelbar ist, um eine Drehmomentübertragungsverbindung zwischen einer Antriebsseite und einer Abtriebsseite der Kupplungseinrichtung herzustellen. Die erste Fluidkammer ist vorzugsweise im wesentlichen vollständig mit Fluid gefüllt, das entsprechend dem Betriebszustand der Kupplungseinrichtung mit dem Gehäuse bzw. dem Drehmomentübertragungsrad in deren Drehrichtung mitgenommen wird, so daß gegenüber etwa einem Planschbetrieb von in ein Getriebe integrierten Reibungskupplungen wesentlich reduzierte Reibungsverluste entstehen. Auch die zweite Fluidkammer ist zur Vermeidung von Reibungsverlusten vorzugsweise im wesentlichen vollständig mit Fluid gefüllt. Bevorzugt dient das Gehäuse als Antriebsseite und die Drehmomentübertragungswelle als Abtriebsseite der Kupplungseinrichtung; das Drehmomentübertragungsrad kann dann zweckmäßigerweise als Abtriebsrad und die Drehmomentübertragungswelle als Abtriebswelle bezeichnet werden.

Das Drehmomentübertragungsrad, ggf. Abtriebsrad, kann einen Lamellentragabschnitt für wenigstens eine Lamelle, insbesondere Innenlamelle oder Außenlamelle, der Reibungskupplung aufweisen. Ferner ist es möglich, daß in das Drehmomentübertragungsrad, ggf. Abtriebsrad, eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung integriert ist, beispielsweise mit einem sogenannten Gleitschuh-Weitwinkeldämpfer ähnlich wie aus der DE 198 28 709.7 oder im Zusammenhang mit Zwei-Massen-Schwungrad-Konstruktionen der Anmelderin bekannt.

Um im Falle der Herstellung des Fluidkreislaufes die die Fluiddurchgänge durchfließende Mindestfluidmenge vorzusehen, bestehen diverse Möglichkeiten. Gemäß einem Ansatz ist vorgesehen, daß das Drehmomentübertragungsrad die erste Fluidkammer in zwei Fluidkammerbereiche unterteilt, die über die Fluiddurchgänge in Fluidflußverbindung stehen, und von denen bei Herstellung des Fluidkreislaufes einer als Fluid zu den Fluiddurchgängen zuführender Fluidzufußbereich und der andere als Fluid von den Fluiddurchgängen abführender Fluidabfußbereich dient. Die beiden Fluidkammerbereiche stehen vorzugsweise hauptsächlich oder im wesentlichen alleine über die Fluiddurchgänge in Fluidflußverbindung (ungeachtet einer etwaigen Fluidflußverbindung über eine zugeordnete Fluidversorgung, etwa Fluidpumpe mit Fluidreservoir) und können auf an sich bekannte Art und Weise über axial verlaufende Fluidkanäle (beispielsweise Ringkanäle zwischen Wellen der Kupplungseinrichtung) an einer Fluidversorgung angeschlossen sein.

Weist das Drehmomentübertragungsrad eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung auf, so sollten zur Vermeidung von die Fluiddurchgänge überbrückenden Fluidströmungen zwischen den beiden Fluidkammerbereichen entsprechende Abdichtungen im Bereich der Torsionsschwingungsdämpferanordnung vorgesehen sein. In diesem Zusammenhang ist es ausgesprochen zweckmäßig, wenn ein

wenigstens ein Torsionsfederelement aufnehmender Dämpferkäfig der Torsionsschwingungsdämpferanordnung als im wesentlichen geschlossener Käfig ausgebildet ist.

Nach einem weiteren Ansatz, den erfindungsgemäßen Fluidfluß durch die Fluiddurchgänge vorzusehen, ist in der ersten Fluidkammer, ggf. benachbart dem Drehmomentübertragungsrad, eine Zwischenwandung vorgesehen, die (ggf. im Zusammenwirken mit einer oder mehreren anderen Komponenten der Kupplungseinrichtung) die erste Fluidkammer in zwei Fluidkammerbereiche unterteilt, die über die Fluiddurchgänge in Fluidflußverbindung stehen, und von denen bei Herstellung des Fluidkreislaufs einer als Fluid zu den Fluiddurchgängen zuführender Fluidzufußbereich und der andere als Fluid von den Fluiddurchgängen abführender Fluidabflußbereich dient. Die Zwischenwandung kann mit dem Gehäuse drehfest verbunden oder/und am Gehäuse axial fixiert sein und weist vorzugsweise wenigstens eine Reibfläche der Reibungskupplung auf. Vorzugsweise stehen die beiden Fluidkammerbereiche (ungeachtet einer etwaigen Fluidflußverbindung über eine zugeordnete Fluidversorgung) hauptsächlich oder im wesentlichen alleine über die Fluiddurchgänge in Fluidflußverbindung.

Nach einem weiteren Ansatz zum Erreichen der erfindungsgemäßen Durchströmung der Fluiddurchgänge ist vorgesehen, daß das Gehäuse eine Fluidkanalanordnung aufweist, über die zur Herstellung des Fluidkreislaufs Fluid zu einem radial außerhalb der Reibflächen liegenden Bereich der ersten Fluidkammer zuführbar oder Fluid von dort abführbar ist, um eine durch einen radial innerhalb der Reibflächen liegenden Bereich der ersten Fluidkammer, die Fluiddurchgänge, den radial außerhalb der Reibflächen liegenden Bereich der ersten Fluidkammer und die Fluidkanalanordnung gehende Fluidströmung des Fluidkreislaufs vorzusehen.

Um einen möglichst großen Fluidfluß durch die Fluiddurchgänge zu erreichen, kann ein Verbindungsbereich zwischen einer Lamelle der Reibungskupplung und einem zugeordneten Lamellenträger, insbesondere eine Verzahnung der Lamelle mit dem Lamellenträger, gegen wesentlichen Durchfluß von Fluid durch die Fluiddurchgänge umgehenden Fluids gesichert sein. Hierzu wird als besonders einfache und damit kostengünstige (und trotzdem zuverlässige) Maßnahme vorgeschlagen, daß zur Sicherung wenigstens ein zwischen zwei Lamellen oder zwischen einer Lamelle einerseits und einer gegenüberliegenden Oberfläche des Gehäuses oder des Kolbens andererseits angeordneter Dichttring vorgesehen ist.

Im Zusammenhang mit der Ausbindung des Drehmomentübertragungsraads mit einem Lamellentragabschnitt wird weiterbildend vorgeschlagen, daß eine Lamelle axial unverschiebbar am Lamellentragabschnitt angebracht ist, vorzugsweise derart, daß der Verbindungsbereich zwischen der Lamelle und dem Lamellentragabschnitt gegen wesentlichen Durchfluß von Fluid durch die Fluiddurchgänge umgehenden Fluids gesichert ist. In dem Zusammenhang ist es ferner äußerst zweckmäßig, wenn eine Nabe des Drehmomentübertragungsraads im Gehäuse Axialverschiebespiel auf der Drehmomentübertragungswelle hat. Auf radial innen liegende Axiallager kann dann verzichtet werden, weil eine axiale Positionierung mittels der am Lamellentragabschnitt axial unverschiebbaren Lamelle erreicht wird. Insgesamt ergeben sich Kostenvorteile und es wird axialer Bauraum eingespart, der für radiale Durchflüsse mit großem effektivem Strömungsquerschnitt für den Fluidkreislauf bereitgestellt werden kann.

Die erfindungsgemäße Kupplungseinrichtung kann derart ausgebildet sein, daß sie neben der Reibungskupplung im wesentlichen keine weitere Drehmomentübertragungsver-

bindung zwischen einer Antriebsseite (ggf. dem Gehäuse) und einer Abtriebsseite (ggf. der Abtriebswelle mit dem Abtriebsrad) der Kupplungseinrichtung aufweist. In diesem Fall kann das von der Kupplungseinrichtung übertragene Drehmoment über entsprechende Betätigung der Reibungskupplung, ggf. unter Einstellung eines definierten Schlupfes, einstellbar sein. Auf eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung kann im Falle eines steuerbaren/regelbaren Schlupfes verzichtet werden.

Die Kupplungseinrichtung kann aber neben der Reibungskupplung als weitere Drehmomentübertragungsverbindung zwischen einer Antriebsseite (ggf. Gehäuse) und einer Abtriebsseite (ggf. Abtriebswelle mit Abtriebsrad) der Kupplungseinrichtung einen hydrodynamischen Kreislauf aufweisen. In diesem Fall kann das Drehmomentübertragungsrad (Abtriebsrad) als Turbinenrad oder einem gesonderten Turbinenrad zugeordnet sein, wobei das Turbinenrad zusammen mit einem ggf. von einem Gehäuseabschnitt gebildeten Pumpenrad und ggf. mit einem Leitrad den hydrodynamischen Kreislauf bildet. Bei der Kupplungseinrichtung kann es sich also um einen Drehmomentwandler handeln (Ausbildung des hydrodynamischen Kreislaufs mit Leitrad) oder um eine keine Drehmomentverstärkung ermöglichende Hydrokupplung (Ausbildung des hydrodynamischen Kreislaufs ohne Leitrad), wobei in beiden Fällen die Reibungskupplung als Überbrückungskupplung dient. Auch im Falle des Drehmomentwandlers bzw. der Hydrokupplung kann der Schlupf der Überbrückungskupplung steuerbar sein, beispielsweise um auf einen gesonderten oder in die Kupplungseinrichtung integrierten Torsionsschwingungsdämpfer zu verzichten.

Für die Kupplungseinrichtung mit hydrodynamischem Kreislauf ist eine Ausbildung mit der schon erwähnten Zwischenwandung besonders zweckmäßig. Die Zwischenwandung kann axial zwischen dem Drehmomentübertragungsrad (insbesondere Abtriebsrad) und dem Kolben angeordnet sein. Besonders bevorzugt ist, daß als Abtriebsrad das Turbinenrad selbst dient.

Weiterbildend wird vorgeschlagen, daß die Zwischenwandung in einem radial inneren Bereich mit einem radial inneren Gehäuseabschnitt, ggf. Stützring oder Gehäusenabe, zur gemeinsamen Drehung mit dem Gehäuse drehfest sowie vorzugsweise axial fest verbunden ist, wobei eine Fluidkanalanordnung im Gehäuseabschnitt oder/und zwischen dem Gehäuseabschnitt und der Zwischenwandung oder/und in einem Nabenabschnitt der Zwischenwandung vorgesehen ist, über die ein vom Kolben und der Zwischenwandung begrenzter Fluidkammerbereich der beiden Fluidkammerbereiche, der vorzugsweise als Fluidzufußbereich dient, an einer axial verlaufenden, mit einer Fluidquelle oder einem Fluidreservoir verbundenen oder verbindbaren Fluidkanalanordnung angeschlossen oder anschließbar ist.

Die Zwischenwandung kann einen radial äußeren Außenumfang aufweisen, der einen radialen Abstand von einem radial äußeren Umfangswandabschnitt des Gehäuses aufweist. Dabei kann wenigstens eine axial zwischen dem Kolben und der Zwischenwandung angeordnete abtriebsseitige Lamelle in einem Radialbereich der ersten Fluidkammer zwischen dem Außenumfang und dem Umfangswandabschnitt in Drehmomentübertragungsverbindung mit der Abtriebsseite der Kupplungseinrichtung gehalten sein, ggf. über wenigstens einen Lamellentragabschnitt des Drehmomentübertragungsraads, ggf. Turbinenraads.

Der Kolben kann sich radial bis zum Umfangswandabschnitt des Gehäuses erstrecken und dort abgedichtet geführt sein. Hierdurch läßt sich eine besonders große, dem Fluid in der zweiten Fluidkammer dargebotene effektive Fläche des Kolbens und dementsprechend eine besonders

hohe Übertragungsfähigkeit der Reibungskupplung erreichen.

Es wurde schon erwähnt, daß der von der Zwischenwandung und dem Kolben (ggf. im Zusammenwirken mit wenigstens einer weiteren Komponente der Kupplungseinrichtung) begrenzte Fluidkammerbereich als Fluidzufußbereich dienen kann. Dies hat den Effekt, daß das der ersten Fluidkammer zugeführte Öl im kühlen Zustand (ggf. aus einem Getriebekühler) durch die Fluiddurchgänge strömt und erst danach durch den das Öl ebenfalls erwärmenden hydrodynamischen Kreislauf im anderen, als Fluidabflußbereich dienenden Fluidkammerbereich, so daß die Kühlung der Reibungskupplung und ihrer Reibflächen besonders wirkungsvoll ist. Den durch diese Flußrichtung bedingten Nachteil, daß eine Saugwirkung des Pumpenrads nicht ausgenutzt werden kann und gewissermaßen gegen die Saugwirkung des Pumpenrads angepumpt werden muß, kann für diesen Vorteil ohne weiteres in Kauf genommen werden. Falls gewünscht, kann man aber auch eine umgekehrte Fluidflußrichtung durch die erste Fluidkammer vorsehen, beispielsweise um die Saugwirkung des Pumpenrads für die Herstellung des Fluidkreislaufs durch die erste Fluidkammer auszunutzen.

Es dürfte schon klar geworden sein, daß der Kolben der Reibungskupplung erfindungsgemäß unabhängig von der Fluidströmung durch die erste Fluidkammer ansteuerbar ist, wobei die Reibungskupplung die Betriebszustände offen (ausgekuppelt), schlupfend und vollständig eingerückt (vollständig überbrückend) aufweisen kann. Hierzu kann die Kupplungseinrichtung über ein sogenanntes Drei-Leitungssystem ansteuerbar sein. Die vom Fluidkreislauf durch die erste Fluidkammer unabhängige Ansteuerung des Kolbens ermöglicht es, daß der Fluidfluß durch die erste Fluidkammer bei offener und schlupfender Reibungskupplung (Überbrückungskupplung, ggf. Wandlerkupplung) entsprechend der sich aus dem Eintrückzustand der Kupplung ergebenden Verlustleistung (Motormoment modifiziert mit Schlupfdrehzahl) eingestellt werden kann. Ist die Reibungskupplung vollständig eingerückt (Schlupfdrehzahl Null), so kann und sollte der Fluidkreislauf durch die erste Fluidkammer unterbrochen werden, um die Verluste durch eine zugeordnete Fluidpumpe, ggf. Getriebepumpe, zu minimieren.

Ein schlupfender Betrieb der Reibungskupplung, ggf. Überbrückungs- oder Wandlerkupplung, ist in verschiedener Hinsicht sinnvoll. So kann eine schlupfende Reibungskupplung, bei der es zum Auftreten einer Differenzdrehzahl zwischen einer Antriebsseite und einer Abtriebsseite der Kupplungseinrichtung kommt, dafür verwendet werden, die Abtriebsseite von der Antriebsseite für Drehschwingungen von einem Antrieb zu entkoppeln, die Drehschwingungen also zu dämpfen, wobei sowohl Drehmomentschwankungen als auch Momentschwankungen unterdrückt bzw. gedämpft werden. Auf eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung mit Torsionsdämpferfedern kann dann unter Umständen verzichtet werden. Dies gilt sowohl für eine Kupplungseinrichtung mit hydrodynamischem Kreislauf als auch für eine Kupplungseinrichtung ohne hydrodynamischen Kreislauf.

Im Falle einer Kupplungseinrichtung mit hydrodynamischem Kreislauf, insbesondere im Falle eines Drehmomentwandlers, kann mittels der schlupfenden Überbrückungskupplung ein durch die Kupplungseinrichtung abstützbares Moment gegenüber dem von einer Pumpe bzw. einem Pumpenrad allein abstützbaren Moment erhöht werden. Beispielsweise kann ein eine sogenannte "weiche Kennung" aufweisender Wandler durch die schlupfende Wandlerkupplung "hart" gemacht werden, indem die Überbrückungskupplung neben dem vom Pumpenrad abgestützten Moment ein Zusatzmoment des Motors oder dergleichen abstützt. Je

nach dem Moment, das ein Motor aufbringen kann, könnte eine sogenannte "weiche Kennung" beispielsweise dann vorliegen, wenn das Pumpenrad bei einer Drehzahl von 2.000 Umdrehungen pro Minute etwa 80 Nm abstützen kann. Kann der Motor ein deutlich größeres Drehmoment aufbringen, so kommt es beispielsweise beim Anfahren zu einem "Aufheulen" des Motors, bis eine Drehzahl erreicht ist, bei der das vom Motor aufbringbare Drehmoment durch den Drehmomentwandler abgestützt werden kann. Ein Aufheulen des Motors ermöglicht ein schnelles Ansteigen des zum Getriebe übertragenen Drehmoments, hat aber einen erhöhten Benzinverbrauch zur Folge. Im Falle eines Wandlers mit sogenannter "harter Kennung", bei dem die Pumpe bei einer Drehzahl von 2.000 U/min beispielsweise 200 Nm abstützen kann, würde die Drehzahl zum Abstützen des Motormoments nicht oder nur deutlich weniger ansteigen müssen, so daß sich eine sparsamere und komfortbetontere Fahrweise ergibt. Mittels der schlupfenden Überbrückungskupplung kann nun ein aufgrund der Auslegung des hydrodynamischen Kreislaufes an sich "weicher" Wandler "hart" gemacht werden, wobei das für eine Bezugsdrehzahl vom Wandler abstützbare Moment durch Einstellen des Einkuppelzustands der Reibungskupplung, also durch Einstellen des von der Reibungskupplung übertragenen, den hydrodynamischen Kreislauf überbrückenden Moments eingestellt werden kann. Mittels des gleichen Antriebsstrangs ist somit wahlweise sowohl eine "sportliche" als auch eine "sparsame" und "komfortbetonte" Fahrweise möglich.

Wie schon erwähnt, lassen sich aufgrund der erfindungsgemäß gegebenen guten Kühlbarkeit der Reibflächen mit Einstellung einer Mindestfluidmenge besonders hohe Verlustleistungen der Reibungskupplung, im Falle eines Drehmomentwandlers der Wandler- oder Überbrückungskupplung, realisieren. Dabei dürften die oben erwähnten Verlustleistungen von 4 kW im Dauerschlupfbetrieb und 10 kW im Falle von Spitzenbelastungen in der Praxis ausreichen, jedenfalls dann, wenn man von einer typischen Verlustleistung des hydrodynamischen Kreislaufes im nicht überbrückten Zustand in der Höhe von etwa 10 kW bis 15 kW ausgeht. Die Größe der Verlustleistung, für die die Reibungskupplung (Überbrückungskupplung) auszuliegen ist, wird durch das zu übertragende Motormoment und die maximale Schlupfdrehzahl im Dauerschlupfbetrieb bestimmt, wobei eine erhöhte Verlustleistung durch einen Motor mit höherem Drehmoment oder/und durch eine erhöhte Schlupfdrehzahl (zur stärkeren Dämpfung von Drehschwingungen oder/und zur Modifikation der Kennung des Wandlers) bedingt sein kann. Beispielsweise resultiert bei einem Motormoment von 200 Nm und einer Schlupfdrehzahl von 100 U/min eine Verlustleistung von 2 kW, die von der Reibungskupplung und ihren Reibflächen in erster Linie durch den Fluidkreislauf durch die erste Fluidkammer abzuführen ist. Die Verdopplung der Schlupfdrehzahl würde dann zu einer Verlustleistung von 4 kW führen. Entsprechendes gilt für eine Erhöhung des Motormoments. Aufgrund der erfindungsgemäß realisierbaren guten Kühlung der Reibungskupplung und ihrer Reibflächen und der sich hieraus ergebenden guten Beherrschbarkeit von hohen Verlustleistungen ist eine Auslegung der Kupplungseinrichtung und deren Reibungskupplung für unterschiedlichste Anforderungen möglich.

Die Kupplungseinrichtung kann als Kraftfahrzeug-Anfahrelement ausgelegt sein, das beim Anfahren des Kraftfahrzeugs zum Angleichen einer Antriebsdrehzahl und einer Abtriebsdrehzahl dient. Insbesondere für diesen Einsatzzweck der erfindungsgemäßen Kupplungseinrichtung ist es zweckmäßig, neben der Reibungskupplung keine weitere Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der An-

triebsseite und der Abtriebsseite der Kupplungseinrichtung vorzusehen.

Generell wird vorgeschlagen, daß die erfindungsgemäße Kupplungseinrichtung als gesonderte Baueinheit ausgebildet ist, die in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe einbaubar ist.

Die Erfindung betrifft ferner speziell auch eine Kupplungseinrichtung, die in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe einbaubar ist, mit einem eine erste und eine zweite Fluidkammer enthaltenden Gehäuse und einem in dem Gehäuse angeordneten, die erste und die zweite Fluidkammer voneinander trennenden und bezogen auf eine Gehäuseachse axial bewegbaren Kolben einer durch Anlegen eines Fluid-Differenzdrucks zwischen der ersten und der zweiten Fluidkammer betätigbaren Reibungskupplung, deren Reibflächen in der ersten Fluidkammer angeordnet sind und die zur Herstellung einer Drehmomentübertragungsverbindung zwischen einer Eingangsseite und einer Ausgangsseite der Kupplungseinrichtung dient, wobei unabhängig vom in der zweiten Fluidkammer herrschenden Fluiddruck der ersten Fluidkammer Fluid zuführbar und Fluid von der ersten Fluidkammer abführbar ist, um Reibungswärme von der Reibungskupplung und deren Reibflächen abzuführen. Für diese vorzugsweise als gesonderte Baueinheit ausgebildete Kupplungseinrichtung wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, daß die Kupplungseinrichtung neben der Reibungskupplung im wesentlichen keine weitere Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der Antriebsseite und der Abtriebsseite der Kupplungseinrichtung aufweist.

Eine derartige Kupplungseinrichtung ist, wie schon oben im Hinblick auf die Kupplungseinrichtung nach dem ersten Aspekt der Erfindung angesprochen, besonders zweckmäßig als Kraftfahrzeug-Anfahrelement einsetzbar, das beim Anfahren des Kraftfahrzeugs zum Angleichen einer Antriebsdrehzahl und einer Abtriebsdrehzahl dient. Die erfindungsgemäße Kupplungseinrichtung macht es möglich, das Anfahrverhalten des Systems gezielt einzustellen durch Anlegen eines entsprechenden Fluid-Differenzdrucks zwischen der ersten und der zweiten Fluidkammer. Das Anfahrverhalten des Systems kann damit beispielsweise für Kaltstarts sowie für sportliches oder komfortables Anfahren usw. eingestellt werden.

Die Kupplungseinrichtung gemäß dem zweiten Aspekt der Erfindung kann ansonsten wie die oben erläuterte Kupplungseinrichtung gemäß dem ersten Aspekt der Erfindung ausgebildet sein, wobei im Hinblick auf eine hohe Standfestigkeit der Kupplungseinrichtung vor allem eine Mindestfluidmenge mittels eines durch die erste Fluidkammer gehenden Fluidkreislaufs einstellbar sein sollte, die durch den Reibflächen zugeordnete Fluiddurchgänge strömt.

Die Erfindung wird im folgenden anhand in den Figuren gezeigten Ausführungsbeispielen näher erläutert.

Fig. 1 zeigt einen Schnitt durch eine als Anfahrelement ausgebildete erfindungsgemäße Kupplungseinrichtung gemäß einer ersten Ausführungsform mit Schnittebene durch eine Rotationsachse eines Gehäuses der Kupplungseinrichtung.

Fig. 2 zeigt eine Variante der Kupplungseinrichtung der Fig. 1 in einer der Fig. 1 entsprechenden Darstellung.

Fig. 3 zeigt einen Schnitt durch eine als Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung ausgebildete erfindungsgemäße Kupplungseinrichtung gemäß einer weiteren Ausführungsform mit Schnittebene durch eine Rotationsachse eines Gehäuses des Drehmomentwandlers.

Die Kupplungseinrichtung 10 gemäß Fig. 1 umfaßt ein aus zwei Gehäuseschalen 12 und 14, einer Gehäusenabe 16

und einem Stützring 18 gebildetes Gehäuse 20, in dem ein Ringkolben 22 in Richtung einer Achse A an einer radial äußeren Innenumfangsfläche 24 der linken Gehäuseschale 12 und einem Außenumfang 26 des in einem radial inneren Bereich an der Innenseite der linken Gehäuseschale 12 drehfest angebrachten Stützrings 18 verschiebbar und mittels Dichtungsringen 28, 30 dichtend geführt ist. Der Ringkolben 22 unterteilt einen Innenraum 32 des Gehäuses 20 in eine vor allem von der rechten Gehäuseschale 14 und dem Kolben 22 begrenzte erste Fluidkammer 34 und eine von der linken Gehäuseschale 12, dem Stützring 18 und dem Kolben 22 begrenzte zweite Fluidkammer 36. Die zweite Fluidkammer 36 steht über in dem Stützring 18 sowie zwischen dem Stützring 18 und der linken Gehäuseschale 12 ausgebildete Fluidkanäle 38, 40 sowie einen sich axial erstreckenden Fluidkanal 42 in einen Fluidführungswelle 44 mit einer Fluiddruckquelle, insbesondere Hydraulikölquelle, in Fluidflußverbindung um durch Anlegen eines Fluid-Differenzdrucks zwischen der ersten Fluidkammer und der zweiten Fluidkammer den Kolben 22 zur Betätigung einer Reibungskupplung 50 axial verlagern zu können.

In der ersten Fluidkammer 34 ist ein Torsionsschwingungsdämpfer 52 aufweisendes Abtriebsrad 54 gegenüber dem Gehäuse 20 drehbar angeordnet. Das Abtriebsrad 54 ist auf einer als Hohlwelle ausgebildeten Abtriebswelle 56 mittels einer Innenverzahnung 58 an einer Nabe 60 des Abtriebsrads 54 und einer Außenverzahnung 62 der Abtriebswelle 56 drehfest, aber axial verschiebbar gelagert. Die Abtriebswelle 56 erstreckt sich in einem Ringraum zwischen der Gehäusenabe 16 und der Fluidführungswelle 44 und unterteilt diesen Ringraum in einen ersten Fluidringkanal 64 zwischen der Gehäusenabe 16 und der Abtriebswelle 56 und einen zweiten Ringkanal 66 zwischen der Abtriebswelle 56 und der Fluidführungswelle 44. Der erste Ringkanal 64 steht über einen Ringdurchlaß 68 zwischen der Abtriebsradnabe 60 und dem inneren Ende der Gehäusenabe 16 mit der ersten Fluidkammer auf der rechten Seite des Abtriebsrads 54 in Verbindung, und der zweite Ringkanal 66 steht über einen Ringdurchlaß 70 zwischen dem Stützring 18 und der Abtriebsradnabe 60 mit der ersten Fluidkammer 34 auf der linken Seite des Abtriebsrads 54 in Verbindung, wobei die beiden Ringkanäle 64 und 66 an einer Fluidversorgung, insbesondere Ölversorgung, anschließbar sind, um der ersten Fluidkammer 34 Fluid zuzuführen und Fluid von der ersten Fluidkammer 34 abzuführen.

Die Reibungskupplung 50 weist ein zwischen einer Reibfläche 80 des Kolbens 22 und einer Reibfläche 82 der rechten Gehäuseschale 14 angeordnetes Lamellenpaket 84 auf mit einer mittels einer Außenverzahnung an einer Verzahnung 87 der rechten Gehäuseschale 20 drehfest gehaltenen, aber gegenüber dieser axial verschiebbaren Außenlamelle 86 und mit zwei beidseitig Reibbeläge tragenden Innenlamellen 88 und 90, von denen die Innenlamelle 88 zwischen der Reibfläche 80 des Kolbens 22 und der Außenlamelle 86 und die Innenlamelle 90 zwischen der Außenlamelle 86 und der Reibfläche 82 der rechten Gehäuseschale 14 angeordnet ist. Die Innenlamelle 88 ist mittels einer Innenverzahnung an einer Außenverzahnung 92 radial außen am Abtriebsrad 54 an diesem drehfest, aber axial hierzu verschiebbar angeordnet. Die andere Innenlamelle 90 ist fest und im wesentlichen starr an dem Abtriebsrad 54 angebracht, so daß die vom Betätigungszustand der Reibungskupplung 50 abhängige Axialposition dieser Innenlamelle 90 die Axialposition des Abtriebsrads 54 auf die Abtriebswelle 56 bestimmt. Axiallager zur Führung des Abtriebsrads 54 sind deshalb nicht erforderlich.

In den Reibbelägen der Innenlamellen 88 und 90 sind jeweils eine Vielzahl von sich in radialer Richtung erstrek-

kende Nuten (Belagnuten) vorgesehen, die Fluiddurchgänge zwischen miteinander in Reibengriff bringbaren Reibflächen bilden, die auch bei eingerückter Reibungskupplung, also im Falle des Reibengriffes zwischen den Reibflächen des Kolbens 22, der Gehäuseschale 14 und der Lamellen 86, 88, 90 offen sind und eine Fluiddurchflußverbindung zwischen einem Fluidkammerbereich 100 rechts des Abtriebsrads 54, der über den Ringdurchlaß 68 mit dem Ringkanal 64 in Verbindung steht, und einem Fluidkammerbereich 102 links des Abtriebsrads 54, der über den Ringdurchlaß 70 am zweiten Ringkanal 66 angeschlossen ist, herstellen. Ansonsten besteht zwischen den beiden Fluidkammerbereichen 100 und 102 im wesentlichen keine Fluidverbindung, wofür entsprechende Dichtungsmittel vorgesehen sind (beispielsweise eine Dichtungsanordnung 104 zwischen der Abtriebsradnabe 60 und der Abtriebswelle 56) und der Torsionsschwingungsdämpfer 52 mit einem im wesentlichen geschlossenen Federkäfig 106 für zwischen dem Federkäfig 106 und einem Mitnehmeradabschnitt 108 des Mitnehmerads 54 wirkende Federelemente 110 ausgebildet ist. Zwischen dem Federkäfig 106, der die Außenverzahnung 92 für die Innenlamelle 88 aufweist und mit der anderen Innenlamelle 90 einteilig ausgebildet ist, und dem Mitnehmerad 108 sind gleichzeitig als Dichtungsringe sowie als Reibringe einer Drehschwingungen dämpfenden Reibeinrichtung dienende Ringelemente 112 wirksam.

Die Belagnuten in den Reibbelägen der Innenlamellen bilden vier axial gegeneinander versetzte Fluiddurchgangsgruppen, nämlich eine Gruppe von Fluiddurchgängen zwischen der Innenlamelle 90 und der benachbarten Reibfläche 82 der rechten Gehäuseschale 14, eine weitere Gruppe von Fluiddurchgängen zwischen der Innenlamelle 90 und der Außenlamelle 86, des weiteren eine Gruppe von Fluiddurchgängen zwischen der Außenlamelle 86 und der axial verschiebbaren Innenlamelle 88 und schließlich eine Gruppe von Fluiddurchgängen zwischen der Innenlamelle 88 und der Reibfläche 80 des Kolbens 22. Diese Fluiddurchgänge sind gruppenweise in Reihe geschaltet, so daß beispielsweise dem Fluidkammerbereich 100 zugeführtes Fluid zuerst zwischen der Innenlamelle 90 und der Reibfläche 82, dann zwischen der Innenlamelle 90 und der Außenlamelle 86, dann zwischen der Außenlamelle 86 und der Innenlamelle 88 und schließlich zwischen der Innenlamelle 88 und der Reibfläche 80 des Kolbens 22 hindurchfließt. Um die Außenverzahnung 92 für die Innenlamelle 88 und die Innenverzahnung 87 der rechten Gehäuseschale 14 gegen Durchfluß von Fluid durch die Fluiddurchgänge der genannten Fluiddurchgangsgruppen umgehenden Fluids zu sichern, können, wie beim gezeigten Ausführungsbeispiel angedeutet, Dichtringe 114 und 116 zwischen den Innenlamellen radial außerhalb der Außenverzahnung 92 und zwischen der Außenlamelle 86 und der rechten Gehäuseschale 14 radial innerhalb der Innenverzahnung 87 angeordnet sein, die jedenfalls bei wenigstens teilweise eingerückter Kupplung (Schlupfbetrieb) zwischen den genannten Komponenten dichtend wirksam sind und so dafür sorgen, daß das den Reibflächen zugeführte Fluid im wesentlichen vollständig die Fluiddurchgänge durchströmt. Man kann die Verzahnungen der Lamellen und die Verzahnungen des Abtriebsrads bzw. der rechten Gehäuseschale 14 auch derart aufeinander abstimmen, daß auch ohne gesonderte Dichtungsmaßnahmen ein ausreichender Fluidfluß durch die Fluiddurchgänge gewährleistet ist, beispielsweise indem ein Fluiddurchgänge überbrückender Fluidflußweg durch die Verzahnungen einen hinreichend großen Durchflußwiderstand aufweist, der einen für die Kühlung ausreichenden Fluidfluß durch die Fluiddurchgänge bewirkt.

In diesem Zusammenhang sollte auch darauf hingewiesen

werden, daß durch die einteilige Ausbildung der rechten Innenlamelle 90 mit dem Federkäfig 106 auf besonders einfache Art und Weise erreichbar ist, daß im wesentlichen das gesamte, dem rechten Fluidkammerbereich 100 über den ersten Fluidkanal 64 zugeführte Fluid durch die genannten, von den Reibbelagnuten gebildeten Fluiddurchgänge hindurchgeht, bevor es über den linken Fluidkammerbereich 102 und dann den zweiten Ringkanal 66 wieder aus der ersten Fluidkammer 34 abfließt. Die Fluidflußrichtung ist in Fig. 1 durch Pfeile angedeutet. Entsprechendes gilt, wenn im Gegensatz zu den Pfeilrichtungen ein Fluidfluß in umgekehrter Richtung durch die erste Fluidkammer 34 vorgesehen ist. Wesentlich ist, daß der auf die beschriebene Art und Weise durch die erste Fluidkammer 34 fuhbare Fluidkreislauf im wesentlichen völlig unabhängig von dem Betätigungszustand der Reibungskupplung 50, also dem Fluidruck in der zweiten Fluidkammer 36 ist, so daß durch entsprechende Wahl des Fluidflusses durch die erste Fluidkammer 36 die Kühlung der Reibungskupplung 50 unabhängig vom Betätigungszustand der Reibungskupplung einstellbar ist. Etwaige Änderungen des Durchlaufwiderstands durch die Fluiddurchgänge aufgrund sich für verschiedene Betätigungszustände der Reibungskupplung ändernden Flußquerschnitten der Fluiddurchgänge können ohne weiteres insoweit berücksichtigt werden, als daß auf einen Mindestdurchfluß durch die Fluiddurchgänge bei vollständig eingerückter Kupplung bzw. bei maximalem Durchflußwiderstand der Fluiddurchgänge abgestellt wird.

Würde der zur Kühlung der Reibungskupplung fließende Fluidkreislauf durch die zweite Fluidkammer 36 hindurchgehen, so entstünde ein gewisser, mit dem Volumenstrom zunehmender Rückstaudruck, der die Moment-Übertragungsfähigkeit der Reibungskupplung begrenzen würde. Überdies würde sich bei einer derartigen Ausbildung der Kupplungseinrichtung gerade dann, wenn im Falle eines geregelten/gesteuerten Kupplungsbetriebs, ggf. mit hohen Schlupfdrehzahlen, viel Verlustleistung anfällt und dementsprechend viel Wärme abgeführt werden muß, nur eine Ansteuerung der Reibungskupplung mit geringem Fluiddruck und dementsprechend vergleichsweise geringem Fluidfluß durch die Reibflächen ergeben, so daß eine schlechte Kühlung resultieren würde. Durch die erfindungsgemäße Ansteuerung der ersten Fluidkammer 34 mit einem vom Betätigungszustand der Reibungskupplung 50 im wesentlichen unabhängigen Fluidkühlstrom durch die Fluiddurchgänge kann die Kühlung der Reibungskupplung stets bedarfsgerecht, weil von der Betätigung der Reibungskupplung unabhängig, erfolgen. Fällt in gewissen Betriebszuständen keine Verlustleistung mehr an, so kann die Kühlung auch völlig abgeschaltet werden, wodurch sich erhöhte Getriebewirkungsgrade bzw. - allgemein gesprochen - Energieeinsparungen erzielen lassen.

Es sollen noch einige konstruktive Einzelheiten des gezeigten Anfaßelements erwähnt werden. An der linken Gehäuseschale 12 ist radial außen ein Anlasserzahnkranz 120 drehfest angebracht. Ferner weist die linke Gehäuseschale 12 sich in axialer Richtung erstreckende Befestigungsansätze 122 auf, die zur Befestigung einer sternförmigen flexiblen Platte (sogenannte Flexplatte) dienen, die zur drehfesten Kopplung des Gehäuses 20 mit einer Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine dient.

Der Ringkolben 22 ist mittels zwischen dem Kolben 22 und dem Stützring 18 wirksamen Verzahnungen 124 gegenüber dem Gehäuse 20 drehfest angeordnet. Verschiedene Schweißnähte zwischen Komponenten der Kupplungseinrichtung sind in Fig. 1 mit 126 bezeichnet.

Zur Ausbildung des Torsionsschwingungsdämpfers 52 sollte noch erwähnt werden, daß die geschlossene Ausbil-

derung des Federkäfigs 106 dadurch erreicht ist, daß dieser keine Fenster in außenliegenden Deckblechen aufweist, sondern mit den Federelementen 10 zusammenwirkende axiale Hindrücken 130 eines linken und eines rechten, jeweils keine Öffnungen aufweisenden Deckbleches 132 bzw. 134, so daß der Innenraum des Torsionsschwingungsdämpfers 52 zwischen den Deckblechen, in dem die Federelemente 110 in Fenstern des Mitnehmerads 108 angeordnet sind, gegenüber der ersten Fluidkammer 34 im wesentlichen abgeschlossen ist.

Es sollte noch darauf hingewiesen werden, daß die Fluidführungswelle 44 beim gezeigten Ausführungsbeispiel keine Drehmomentübertragungsfunktion hat, sondern nur dafür dient, die zweite Fluidkammer 36 unabhängig von der ersten Fluidkammer 34 an einer Fluiddruckquelle anzuschließen. Zur Abdichtung gegenüber dem zweiten Ringkanal 66 ist ein zwischen der Fluidführungswelle 44 und dem Stützring 18 wirksame Dichtung 136 vorgesehen. Man könnte die Fluidführungswelle 44 über Verzahnungen mit dem auch als (innere) Gehäusenabe bezeichnbaren Stützring 18 drehfest koppeln. Beim gezeigten Ausführungsbeispiel ist die Fluidführungswelle 44 aber mittels einem Gleitring 138 drehbar innerhalb des Stützrings 18 gelagert, so daß auf Seiten einer zugeordneten Fluiddruckquelle auf eine Drehverbindung zwischen dem Fluidkanal 42 und der Fluiddruckquelle verzichtet werden kann.

Ein weiteres Gleitlager 140 ist zwischen der Gehäusenabe 16 und der Abtriebswelle 56 im ersten Ringkanal 64 vorgesehen und weist einen axialen Fluidfluß ermöglichende Nuten auf. Ein entsprechendes Gleitlager 140 kann auch zwischen der Abtriebswelle 56 und der Fluidführungswelle 44 vorgesehen sein. Zum Antrieb einer Fluidpumpe, insbesondere Ölpumpe, mittels der durch den ersten Ringkanal 64 und den zweiten Ringkanal 66 ein Fluidkreislauf durch die erste Fluidkammer 34 herstellbar ist, weist die Gehäusenabe 16 an, sich bekanntlich, sich axial erstreckende Zähne 142 auf.

Während beim Ausführungsbeispiel der Fig. 1 das das Mitnehmerad 108, den Federkäfig 106 und die Innenlamellen 88, 90 aufweisende Abtriebsrad 54 dafür dient, die erste Fluidkammer 34 in einen Fluid zu den Fluiddurchgängen der Reibungskupplung zuführenden Fluidzufußbereich (beim Ausführungsbeispiel der Fluidkammerbereich 100) und einen Fluid von diesen Fluiddurchgängen abführenden Fluidabflußbereich (beim Ausführungsbeispiel der Fluidkammerbereich 102) zu unterteilen, ist beim Ausführungsbeispiel der Fig. 2 hierfür eine gesonderte Zwischenwandung 150a vorgesehen, die zwischen der rechten Gehäuseschale 14a und dem Abtriebsrad 54a angeordnet ist. Für die Beschreibung des zweiten Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 2 werden die gleichen Bezugszeichen für identische bzw. analoge Komponenten verwendet jeweils unter Nachstellung des kleinen Buchstabens a zur Kennzeichnung der Ausführungsform. Es werden hier nur die Unterschiede gegenüber dem ersten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 erläutert; ansonsten wird ausdrücklich auf die Beschreibung des ersten Ausführungsbeispiels verwiesen.

Die Zwischenwandung 150a, die ebenfalls schalenförmig ausgebildet ist, ist drehfest mit der rechten Gehäuseschale 14a verbunden, und zwar durch formschlüssige Verbindungsstellen 152a, an denen ein in die Zwischenwandung 150a eingeformter Vorsprung nietenartig in eine dazu komplementär in die rechte Gehäuseschale 14a eingeformte Aussparung eingreift. Es ist eine Mehrzahl derartiger Verbindungsstellen 152a vorgesehen, die um den Umfang mit gleichem Abstand verteilt sind. Zwischen den in Umfangsrichtung aufeinanderfolgenden Verbindungsstellen 152a ist die Zwischenwandung 150a (ähnlich wie in Fig. 2 radial innerhalb der Verbindungsstelle 152a gezeigt) im Abstand von

der Innenseite der rechten Gehäuseschale 14a angeordnet, so daß der zwischen der Zwischenwandung 150a und der rechten Gehäuseschale 14a ausgebildete Fluidkammerbereich 100a der ersten Fluidkammer 34a eine Verbindung zwischen dem ersten Ringkanal 64a und einem radial äußeren Bereich der ersten Fluidkammer radial außerhalb der Innenlamellen 88a, 90a herstellt, und zwar über den Ringdurchgang 68a zwischen einem Nabenschnitt 154a der Zwischenwandung 150a und dem Gehäuse 20a im Bereich des inneren Endes der Gehäusenabe 16a. Die Nabe 154a der Zwischenwandung ist mittels eines dichtenden Führungsrings 104a auf der Abtriebswelle 56a gegenüber dieser verdrehbar geführt, wobei durch in der Zwischenwandung 150a eingeformte Anschläge, die mit Anschlagflächen des Gehäuses im Bereich der rechten Gehäuseschale 14a und des inneren Endes der Gehäusenabe 16a zusammenwirken, dafür gesorgt ist, daß die Zwischenwandung 150a in Bezug auf die rechte Gehäuseschale 14a zur Ausbildung des Ringdurchlasses 68a und des rechten Fluidkammerbereiches 100a positioniert ist.

Man kann die rechte Zwischenwandung 150a auch ohne weiteres als Teil des Gehäuses 20a auffassen. In diesem Falle wäre der rechte Fluidkammerbereich 100a alternativ als Fluidkanalanordnung des Gehäuses zu identifizieren, die Fluid zu einem radial außerhalb der Reibflächen liegenden Bereich der ersten Fluidkammer zuführt bzw. (bei zur Darstellung in der Figur entgegengesetzter Flußrichtung) von dort abführt.

Beim Ausführungsbeispiel der Fig. 2 sind die von den Reibbelagnuten gebildeten Fluiddurchgänge alle parallel zueinander geschaltet. Hierzu ist die Innenverzahnung 87a des Gehäuses in Bezug auf die Außenverzahnung der Außenlamellen 86a derart ausgebildet, daß ein weitgehend ungehinderter Durchfluß von Fluid in axialer Richtung von einer Seite zur anderen Seite der Außenlamelle 86a möglich ist. Die gehäuseseitige Reibfläche 82a ist von einer Oberfläche der gehäusesfesten Zwischenwandung 150a gebildet.

Die Innenlamellen 86a und 90a sind beide axial verschiebbar auf der Außenverzahnung 92a des Abtriebsrads 54a geführt, wobei die Außenverzahnung 92a und die zugeordnete Innenverzahnung der Innenlamellen 88a, 90a derart in Bezug aufeinander ausgebildet sind, daß ein im wesentlichen ungehinderter Durchfluß von Fluid gewährleistet ist, so daß der für den Durchfluß des Fluids durch die erste Fluidkammer 36a maßgebliche Flußwiderstand in erster Linie durch die parallel geschalteten Fluiddurchgänge bestimmt ist und deshalb gegenüber der Reihenschaltung der Fig. 1 deutlich reduziert ist.

Die Nabe 60a des Abtriebsrads 54a ist wiederum axial verschiebbar und drehfest auf der Abtriebswelle 56a angeordnet, weist aber nur ein vergleichsweise geringes Axialverschiebespiel auf, das durch axiale Anschläge der Zwischenwandungsnahe 154a einerseits und des Stützrings 18a andererseits definiert ist. Die axialen Anschläge sind auf Seiten des Stützrings 18a mit eingepprägten Nuten oder dergleichen ausgebildet, um einen ungehinderten Fluiddurchfluß durch den Ringdurchlaß 70a zu gewährleisten.

Der Torsionsschwingungsdämpfer ist beim gezeigten Ausführungsbeispiel vollständig im als Fluidabflußbereich (oder alternativ Fluidzufußbereich) dienenden Fluidkammerbereich 102a angeordnet, so daß der Federkäfig 106a nicht zur Vermeidung eines "Fluidkurzschlusses" abgedichtet sein braucht und dementsprechend beim gezeigten Ausführungsbeispiel nach radial innen hin offen ist. Anstelle der Eindrücken 130a der Deckbleche 132a, 134a für die Federelemente 110a können deshalb alternativ auch Fenster in den Deckblechen vorgesehen sein.

Wie beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 ist die Rei-

bungskupplung 50a mittels des Kolbens 22a unabhängig vom Kühlfluidstrom durch die erste Fluidkammer 34a durch Druckansteuerung der zweiten Fluidkammer 36a über den Fluidkanal 42a in der Fluidführungswelle 44a steuer- bzw. regelbar, was durch die Druckbetätigung des Kolbens 22a symbolisierende Pfeile in den Figuren angedeutet ist.

Ein wesentlicher Vorteil der gezeigten, vorzugsweise als Anfahrlement dienenden Kupplungseinrichtung ist, daß die Lamellen der Reibungskupplung höchstens minimale Schleppmomente durch Reibung erzeugen, da die Reibungskupplung mit ihren Reibflächen vollständig in einem voll gefüllten mitrotierenden Körper, nämlich dem Gehäuse 20 bzw. 20a, angeordnet ist und das Fluid, insbesondere Öl, in der ersten Fluidkammer bei der Drehung des Gehäuses um die Achse A mitgenommen wird. Im vollständig überbrückten (eingekuppelten) Zustand arbeitet die Reibungskupplung nahezu verlustfrei, da die dann noch auftretende Reibung zwischen Gehäuse und Lamellen einerseits und dem Fluid andererseits ebenso wie die Reibung zwischen dem Gehäuse und der dieses umgebenden Luft vernachlässigbar ist.

Ein weiterer Vorteil der gezeigten Kupplung gemäß der Ausführungsbeispiele ist, daß dann, wenn ein leistungsfähiger Torsionsschwingungsdämpfer vorgesehen ist, dieser mit der Kupplungseinrichtung integriert sein kann mit Anordnung der Reibungskupplung radial außerhalb oder – alternativ – radial innerhalb des Torsionsschwingungsdämpfers, so daß kein zusätzlicher axialer Bauraum für die Reibungskupplung erforderlich ist.

Ein weiterer Vorteil der erfindungsgemäßen Kupplungseinrichtung ist, daß die Reibungskupplung der Kupplungseinrichtung wirkungsvoll und definiert einstellbar kühlbar ist mittels des die erste Fluidkammer 34 bzw. 34a durchströmenden Fluids (in der Regel Öl), so daß Verlustwärme mit hohem Wirkungsgrad von der Reibungskupplung und deren Reibflächen abführbar ist und die Reibungskupplung dementsprechend hoch belastbar ist.

Es soll noch ausdrücklich darauf hingewiesen werden, daß die erfindungsgemäße Kupplungseinrichtung mit einem hydrodynamischen Kreislauf kombiniert werden kann, falls dies (beispielsweise zur Drehmomenterhöhung) gewünscht ist. Insbesondere im Falle dann, wenn das verwendete Getriebe, insbesondere Automatikgetriebe, über eine hinreichend große Getriebespreizung verfügt, erscheint die Drehmomentwandlung eines hydrodynamischen Wandlers aber nicht mehr unbedingt erforderlich. Viele Anforderungen wird man deshalb mit einer Kupplungseinrichtung ohne hydrodynamischen Kreislauf erfüllen können, insbesondere wenn man die Reibungskupplung im Schlupfbetrieb mit geregelter/gesteuertem Schlupf betreibt, was aufgrund der guten Kühlung der Reibungskupplung auch für hohe Verlustleistungen möglich ist. Im Falle einer schlupfgeregelten/schlupfgesteuerten Reibungskupplung erscheint es auch denkbar, auf einen in die Kupplungseinrichtung integrierten oder hiervon gesonderten Torsionsschwingungsdämpfer zu verzichten.

Ein Beispiel einer erfindungsgemäßen Kupplungseinrichtung in Form eines Drehmomentwandlers mit einem hydrodynamischen Kreislauf ist in Fig. 3 gezeigt. Für die Erläuterung des erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers werden für gleiche oder analoge Bauteile die gleichen Bezugszeichen jeweils unter Nachstellung des kleinen Buchstabens "b" verwendet und es werden nur die Unterschiede gegenüber den Ausführungsbeispielen der Fig. 1 und 2 erläutert. Ansonsten wird ausdrücklich auf die vorangehende Beschreibung verwiesen.

Der Drehmomentwandler 10b weist eine erste Fluidkammer 34b und eine zweite Fluidkammer 36b auf, wobei die

erste Fluidkammer 34b durch eine Zwischenwandung 150b in einen ein Pumpenrad 182b, das von einem Abschnitt 14b des Gehäuses 20b gebildet ist ein Leitrad 184b und ein Turbinenrad 54b enthaltenden Fluidkammerbereich 100b und einen zwischen der Zwischenwandung 150b und dem Kolben 22b ausgebildeten Fluidkammerbereich 102b unterteilt ist. Die Zwischenwandung 150b ist an einem radial inneren Zwischenwandungsabschnitt 190b am den Kolben 22b führenden Stützring 18b drehfest und axial fest angebracht, beispielsweise angeschweißt (etwa durch Widerstandsschweißen, speziell beispielsweise Kondensator-Entladungsschweißen, oder durch Laserschweißen), wobei zwischen dem Wandungsabschnitt 190b und dem Stützring 18b radial verlaufende Fluidkanäle 192b vorgesehen sind, die beispielsweise durch (ggf. die Schweißnaht unterbrechende) Nuten im Stützring 18b gebildet sind. Die Fluidkanäle 192b stellen eine Fluidflußverbindung zwischen dem Fluidkammerbereich 102b und einem Ringkanal 66b (zweiter Ringkanal 66b) zwischen der als Abtriebswelle für das Turbinenrad 54b dienenden, radial innersten Welle 44b her. Hierzu sind zur drehfesten Kopplung der Nabe 60b des Turbinenrads mit der Abtriebswelle 44b dienende Verzahnungen 58b und 62b derart ausgebildet, daß eine Fluidflußverbindung zwischen dem zweiten Ringkanal 66b rechts der Turbinenradnabe 16b und einem radial innen liegenden Ringraum 194b zwischen Turbinenradnabe 16b und Stützring 18b besteht, in welchen Ringraum die radial verlaufenden Fluidkanäle 192b münden, so daß insgesamt eine Fluidflußverbindung zwischen dem Ringkanalabschnitt 66b rechts der Turbinenradnabe 60b und dem Fluidkammerbereich 102b besteht.

Beim gezeigten Ausführungsbeispiel dient der Fluidkammerbereich 102b als Fluidzuflußbereich 102b zu Fluiddurchgängen, die in Form von Reibbelagnuten in Reibbelägen einer zwischen einer Reibfläche 80b des Kolbens 22b und einer Reibfläche 82b der Zwischenwandung 150b angeordneten Außenlamelle 86b ausgebildet sind. Die Außenlamelle 86b ist mittels an einem Turbinenschaufelabschnitt 196b des Turbinenrads 54b angebrachten Lamellentragabschnitten 92b drehfest mit dem als Abtriebsrad für die Reibungskupplung 50b dienenden Turbinenrad 54b verbunden. Das über die Fluiddurchgänge (Reibbelagnuten) der Außenlamelle 86b dem als Fluidabflußbereich dienenden, das Turbinenrad 54b, das Pumpenrad 182b und das Leitrad 184b enthaltenden Fluidkammerbereich 100b zugeführte Fluid durchströmt diesen Fluidkammerbereich von radial außen nach radial innen, wie in Fig. 3 durch Pfeile angedeutet, und fließt dann durch noch näher zu beschreibende Fluiddurchlässe und einen Ringkanal 64b (erster Ringkanal 64b) zwischen der Gehäusenabe 16b und der als Stützwelle für das Leitrad 184b dienenden Hohlwelle 56b ab.

Das Turbinenrad 54b ist durch zwischen der Turbinenradnabe 60b einerseits und der Zwischenwandung 150b bzw. einem eine Gleitlagerfunktion für das Leitrad 184b erfüllenden Druckring 198b andererseits wirkende Axiallager 200b und 202b axial abgestützt. Das Leitrad 184b ist seinerseits über ein zwischen einem eine Gleitlagerfunktion für das Leitrad 184b erfüllenden Druckring 204b und einem radial inneren, mit der Gehäusenabe 16b einteiligen Abschnitt 206b des Gehäuses 20b wirkendes Axiallager 207b axial abgestützt. Im Gehäuseabschnitt 206b sind radial verlaufende Fluidkanäle 208b beispielsweise in Form von Nuten ausgebildet, über die eine Fluidflußverbindung zwischen dem Fluidkammerbereich 100b und dem ersten Ringkanal 64b besteht. Eine weitere Fluidflußverbindung zwischen dem Ringkanal 64b und dem Fluidkammerbereich 100b besteht über im wesentlichen axial verlaufende Durchflüsse 210b in einem zwischen einem Freilauf-Innenring 212b und einem

Freilauf-Außenring 214b wirkenden Freilauf 216b, so daß, wie in Fig. 3 durch Pfeile angedeutet, zusätzlich zur Fluidabflußströmung zwischen dem Leitrad bzw. dem Stützring 204b einerseits und der rechten Gehäuseschale 14b bzw. dem Gehäuseabschnitt 206b andererseits eine weitere Fluidabflußströmung zwischen dem Turbinenrad 54b und dem Leitrad 184b auftritt, die über zwischen dem Freilauf-Außenring 198b verlaufende Fluiddurchlässe 217b, die Fluiddurchlässe 210b im Freilauf 216b und zwischen dem Freilauf-Innenring 212b und dem Druckring 204b ausgebildete Durchlässe 218b nach radial innen zum ersten Ringkanal 64b geführt wird.

Es ist darauf hinzuweisen, daß die verschiedenen Fluidflußwege der Kupplungseinrichtung 10b so weit wie möglich gegeneinander abgedichtet werden sollten. Hierzu kann das Axiallager 200b im wesentlichen dicht ausgeführt sein. Ferner können zusätzliche Dichtungsmaßnahmen ergriffen sein, wie in der Zeichnung 3 durch Dichtungsringe zwischen dem linken axialen Ende der Abtriebswelle 44b und dem Stützring 18b sowie zwischen der Turbinenradnabe 60b und der Nabe 154b der Zwischenwandung 150b als Beispiel gezeigt ist. Ferner sind hierzu Verzahnungen zwischen der als Stützwelle für das Leitrad 184b dienenden Hohlwelle 56b und dem Freilauf-Innenring 212b möglichst fluiddicht ausgeführt, so daß kein Fluidkurzschluß zwischen dem ersten Fluidringkanal 64b und dem zweiten Fluidringkanal 66b besteht. Alternativ oder zusätzlich zur fluiddichten Ausbildung der genannten Verzahnungen können Dichtungsanordnungen, etwa Dichtungsringe, zwischen dem Freilauf-Innenring 212b und der Stützwelle 56b wirksam sein. Ferner ist der Fluiddurchlaßbereich 217b gegenüber dem zweiten Ringkanal 66b abzudichten, wofür das Axiallager 202b samt des Druckrings 198b abgedichtet ausgeführt sein kann oder/und gesonderte Dichtungsmittel vorgesehen sein können. In diesem Zusammenhang ist es auch wichtig, daß ein hoher Durchfluß zwischen der Turbinenradnabe 60b und der Abtriebswelle 44b gewährleistet ist, wofür zusätzliche Nuten in der Turbinennabe oder/und der Abtriebswelle vorgesehen sein können. Durch alle diese Maßnahmen wird erreicht, daß das über den Fluidringkanal 66b zugeführte Fluid im wesentlichen alleine dem Fluidzufußbereich 102b und damit den den Reibflächen zugeordneten Fluiddurchgängen zugeführt wird, ohne wesentlichen, die Fluiddurchgänge überbrückenden Leckstrom.

Überdies sollte der Fluidkreislauf durch die erste Fluidkammer insgesamt möglichst wenig gedrosselt werden, so daß alle Fluiddurchgänge, Fluiddurchlässe und Fluidkanäle dem im Fluidkreislauf durch die erste Fluidkammer fließenden Fluid einen möglichst großen effektiven Fluidflußquerschnitt darbieten. Dies gilt in gleichem Maße für den durch den Fluidzufußbereich 102b zu den Fluiddurchgängen in den Reibbelägen führenden Teil des Fluidkreislaufes als auch für den von diesen Fluiddurchgängen durch den Fluidabflußbereich 100b führenden Teil des Fluidkreislaufes, also auch für die Fluiddurchlässe 217b zwischen Turbinenrad 54b und Leitrad 184b, die Durchlässe 210b im Freilauf 216b, die Durchlässe 218b zwischen Freilauf-Innenring 212b und Druckring 204b und die Fluidkanäle 208b zwischen Axiallager 207b und Gehäuseabschnitt 206b. Ferner kann das Axiallager 207b für Fluid durchlässig, also nicht abgedichtet, ausgebildet sein. Ferner sollten die Fluidkanäle 192b zwischen Ringraum 194b und dem Fluidzufußbereich 102b einen möglichst niedrigen Strömungswiderstand aufweisen.

Weitere konstruktive Einzelheiten des Ausführungsbeispiels können der Figur ohne nähere Erläuterungen entnommen werden. So ist, wie bei den Ausführungsbeispielen der

Fig. 1 und 2, der Kolben 22b über eine Verzahnung 124b drehfest am Stützring 18b und damit am Gehäuse 20b geführt. Die Zwischenwandung 150b, die bezogen auf die axiale Dicke des Kolbens 22b auch deutlich dicker und damit stabiler ausgeführt sein kann, kann für eine erhöhte Steifigkeit gegen axial wirkende Kräfte mit Sicken oder Versteifungsrippen 218b ausgeführt sein, um vom Kolben 22b ausgeübte Druckkräfte in axialer Richtung abstützen zu können. Der Versteifung der Zwischenwandung 150b dient auch eine ringförmige, im wesentlichen axial verlaufende Umknickung 220b der Zwischenwandung 150b, in der die Zwischenwandung 150b radial außen endet. Diese Umknickung 220b ist in radialem Abstand von einer Innenumfangsfläche 24b der linken Gehäuseschale 12b angeordnet. Die Lamellentragabschnitte 92b erstrecken sich durch einen Radialbereich zwischen dem Umknickungsabschnitt 120b und der Innenumfangsfläche 24b zur Innenlamelle 86b, um diese drehfest am Turbinenrad 54b abzustützen. Im Bezug auf die Lamellentragabschnitte 200b sollte noch erwähnt werden, daß diese in Umfangsrichtung gegeneinander versetzt sind, so daß durch die Fluiddurchgänge in den Reibbelägen strömendes Fluid ungehindert an diesen Lamellentragabschnitten 92b nach radial außen vorbeifließen kann.

Es sollte noch betont werden, daß die in Fig. 3 durch die Pfeile angedeutete Fluidflußrichtung durch die erste Fluidkammer 34b nicht zwingend ist und dementsprechend auch eine umgekehrte Fluidflußrichtung vorgesehen sein kann. Dies hätte den Vorteil, daß eine Saugwirkung des rotierenden Pumpenrads 182b den Fluidfluß durch die erste Fluidkammer 34b unterstützen würde. Die in Fig. 3 gezeigte Flußrichtung hat demgegenüber aber den Vorteil, daß von einer Fluidversorgung zugeführtes, gekühltes Fluid zuerst den den Reibflächen zugeordneten Fluiddurchgängen, also im Ausführungsbeispiel den Reibbelagnuten, zugeführt wird, wovon es durch Einwirkung des vom Pumpenrad 182b, vom Leitrad 184b und vom Turbinenrad 54b gebildeten hydrodynamischen Kreislauf 180b eine Erwärmung erfährt.

Für höhere Übertragungsfähigkeit könnte die Reibungskupplung auch mit mehreren, beispielsweise (wie die Lamelle 86b) am Turbinenrad 54b abgestützter Außenlamellen und einer oder mehreren, beispielsweise gehäuseseitig abgestützten Innenlamellen ausgeführt sein, die als Lamellenpaket zwischen dem Kolben 22b und der Zwischenwandung 150b angeordnet sind.

Das in Fig. 3 gezeigte Ausführungsbeispiel weist keine Torsionsschwingungsdämpferanordnung auf. Eine Torsionsschwingungsdämpfung kann durch schlupfenden Betrieb der Reibungskupplung 50b erreicht werden. Man könnte aber ohne weiteres eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung in den Drehmomentwandler 1 Ob etwa zwischen der Reibungskupplung und der Abtriebswelle 44b integrieren, beispielsweise in Form einer entsprechend ausgebildeten, die Torsionsschwingungsdämpferanordnung aufweisenden Abtriebsradanordnung, die mit dem Turbinenrad integral ausgebildet sein kann.

Zusammenfassend betrifft die Erfindung eine Kupplungseinrichtung, in deren Gehäuse eine erste und eine zweite Fluidkammer von einem durch einen Fluid-Differenzdruck zwischen den Fluidkammern bewegbaren Kolben getrennt sind. Der Kolben dient zur Betätigung einer Reibungskupplung, deren Reibungsflächen in der ersten Fluidkammer angeordnet sind. Durch die erste Fluidkammer ist unabhängig vom in der zweiten Fluidkammer herrschenden Fluiddruck Fluid durchführbar, um Reibungswärme von der Reibungskupplung und deren Reibungsflächen abzuführen. Hierzu sind von der ersten Fluidkammer zugeordnetem Fluid durchströmbare Fluiddurchgänge vorgesehen, die den Reib-

flächen zugeordnet sind. Es wird vorgeschlagen, daß eine Mindestfluidmenge, die die Fluiddurchgänge durchströmt, mittels der die erste Fluidkammer durchströmenden Fluidmenge einstellbar ist, wofür die Mindestfluidmenge mit der in die erste Fluidkammer eingeleiteten bzw. aus dieser abgeleiteten Fluidmenge in einem festen Zusammenhang steht.

Patentansprüche

1. Kupplungseinrichtung mit einem eine erste (34) und eine zweite (36) Fluidkammer enthaltenden Gehäuse (20) und einem in dem Gehäuse angeordneten, die erste und die zweite Fluidkammer voneinander trennenden und bezogen auf eine Gehäuseachse (A) axial bewegbaren Kolben (22) einer durch Anlegen eines Fluid-Differenzdrucks zwischen der ersten und der zweiten Fluidkammer betätigbaren Reibungskupplung (50), deren Reibflächen (80, 82, 86, 88, 90; 80b, 82b, 86b) in der ersten Fluidkammer angeordnet sind, wobei unabhängig vom in der zweiten Fluidkammer (36) herrschenden Fluiddruck der ersten Fluidkammer (34) Fluid zuführbar und Fluid von der ersten Fluidkammer (34) abführbar ist, um Reibungswärme von der Reibungskupplung (50) und deren Reibflächen abzuführen, wobei den Reibflächen Fluiddurchgänge zugeordnet sind, durch die der ersten Fluidkammer (34) zugeordnetes Fluid hindurchströmen kann, **dadurch gekennzeichnet**, daß bei Herstellung eines Fluidkreislaufs durch die erste Fluidkammer (34) durch Zuleitung einer Fluidmenge in die erste Fluidkammer (34) und Ableiten einer entsprechenden Fluidmenge aus der ersten Fluidkammer (34) eine Mindestfluidmenge durch die den Reibflächen (80, 82, 86, 88, 90; 80b, 82b, 86b) zugeordneten Fluiddurchgänge strömt, die mit der in die erste Fluidkammer (34) eingeleiteten bzw. aus dieser abgeleiteten Fluidmenge in einem festen Zusammenhang steht.
2. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein Teilkreislauf des Fluidkreislaufs durch die Fluiddurchgänge geht.
3. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Mindestfluidmenge 30%, vorzugsweise 50%, stärker bevorzugt 70%, höchstvorzugsweise 90% der der ersten Fluidkammer zugeführten bzw. hiervon abgeführten Fluidmenge beträgt.
4. Kupplungseinrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Fluidkreislauf nahezu vollständig oder vollständig durch die Fluiddurchgänge geht.
5. Kupplungseinrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Fluiddurchgänge zwischen miteinander in Reibeingriff bringbaren Reibflächen oder/und in wenigstens einem wenigstens eine der Reibflächen aufweisenden Reibelement (88, 90; 86b) vorgesehen sind.
6. Kupplungseinrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Fluiddurchgänge parallelgeschaltet sind.
7. Kupplungseinrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens zwei Gruppen von Fluiddurchgängen vorgesehen sind, die innerhalb einer Gruppe parallelgeschaltet und von Gruppe zu Gruppe in Reihe geschaltet sind.
8. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß verschiedenen Reibflächenpaaren

zugeordnete Fluiddurchgänge zu verschiedenen Gruppen gehören.

9. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß Fluiddurchgänge, die zu auf entgegengesetzten Seiten eines Reibelements (88, 90) angeordneten Reibflächen zugeordnet sind, zu einer Gruppe gehören.

10. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß Fluiddurchgänge, die zu miteinander in Reibeingriff bringbaren Reibflächen zugeordnet sind, zu einer Gruppe gehören.

11. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein Teil der Fluiddurchgänge von Reibelagerten gebildet ist, oder/und

daß wenigstens ein Teil der Fluiddurchgänge von Nuten in wenigstens einer Lamelle (88, 90; 86b) der Reibungskupplung gebildet ist, oder/und

daß wenigstens ein Teil der Fluiddurchgänge von Kanälen in vorzugsweise wenigstens eine glatte Reibfläche aufweisenden Lamellen der Reibungskupplung gebildet ist.

12. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in der ersten Fluidkammer ein gegenüber dem Gehäuse drehbar gelagertes, mit einer Drehmomentübertragungswelle in Drehmomentübertragungsverbindung stehendes Drehmomentübertragungsrad (54) vorgesehen ist, welches über die Reibungskupplung (50) mit dem Gehäuse (20) kuppelbar ist, um eine Drehmomentübertragungsverbindung zwischen einer Antriebsseite (20) und einer Abtriebsseite (56; 56a; 44b) der Kupplungseinrichtung herzustellen.

13. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentübertragungsrad (54) einen Lamellentragabschnitt (92, 106; 92b) für wenigstens eine Lamelle, insbesondere Innenlamelle (88, 90) oder Außenlamelle (86b), aufweist.

14. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 12 oder 13, dadurch gekennzeichnet, daß in das Drehmomentübertragungsrad (54) eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung (106, 108, 110) integriert ist.

15. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentübertragungsrad (54) die erste Fluidkammer in zwei Fluidkammerbereiche (100, 102) unterteilt, die über die Fluiddurchgänge in Fluidflußverbindung stehen und von denen bei Herstellung des Fluidkreislaufs (100) einer als Fluid zu den Fluiddurchgängen zuführender Fluidzuflußbereich und der andere (102) als Fluid von den Fluiddurchgängen abführender Fluidabflußbereich dient.

16. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 14 und Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß ein wenigstens ein Torsionsfederelement (110) aufnehmender Dämpferkäfig (106) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung als im wesentlichen geschlossener Käfig ausgebildet ist.

17. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß in der ersten Fluidkammer (34a; 34b), ggf. benachbart dem Drehmomentübertragungsrad (54a; 54b), eine Zwischenwandung (150a; 150b) vorgesehen ist, die die erste Fluidkammer (34a; 34b) in zwei Fluidkammerbereiche (100a, 102a; 100b, 102b) unterteilt, die über die Fluiddurchgänge in Fluidflußverbindung stehen und von denen bei Herstellung des Fluidkreislaufs einer (100a; 102b) als Fluid zu den Fluiddurchgängen zuführender

Fluidzuflußbereich und der andere (102a; 100b) als Fluid von den Fluiddurchgängen abführender Fluidabflußbereich dient.

18. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenwandung (150a; 150b) mit dem Gehäuse (20a; 20b) drehfest verbunden oder/und am Gehäuse (20a; 20b) axial fixiert ist und vorzugsweise wenigstens eine Reibfläche (82a; 82b) der Reibungskupplung (50a; 50b) aufweist.

19. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (20a) eine Fluidkanalanordnung (180a) aufweist, über die zur Herstellung des Fluidkreislaufs Fluid zu einem radial außerhalb der Reibflächen (80, 82, 86, 88, 90) liegenden Bereich der ersten Fluidkammer (34a) zu-
führbar oder Fluid von dort abführbar ist, um eine durch einen radial innerhalb der Reibflächen liegenden Bereich der ersten Fluidkammer (34a), die Fluiddurchgänge, den radial außerhalb der Reibflächen liegenden Bereich der ersten Fluidkammer und die Fluidkanalanordnung (100a) gehende Fluidströmung des Fluidkreislaufs vorzusehen.

20. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Verbindungsbereich (92, 87) zwischen wenigstens einer Lamelle (86, 88, 90) der Reibungskupplung und einem zugeordneten Lamellenträger (54, 14), insbesondere eine Verzahnung (92, 87) der Lamelle mit dem Lamellenträger, gegen wesentlichen Durchfluß von Fluid durchgängen umgehenden Fluids gesichert ist.

21. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß zur Sicherung wenigstens ein zwischen zwei Lamellen (88, 90) oder zwischen einer Lamelle (86) einerseits und einer gegenüberliegenden Oberfläche des Gehäuses (20) oder des Kolbens andererseits angeordneter Dichtring (114, 116) vorgesehen ist.

22. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, jedenfalls nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß eine Lamelle (90) axial unverschiebbar am Lamellentragabschnitt (106) angebracht ist, vorzugsweise derart, daß der Verbindungsbereich zwischen der Lamelle und dem Lamellentragabschnitt gegen wesentlichen Durchfluß von Fluid durchgängen umgehenden Fluids gesichert ist.

23. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß eine Nabe (60) des Drehmomentübertragungsrad (54) im Gehäuse (20) Axialverschiebespiel auf der Drehmomentübertragungswelle (56) hat.

24. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungseinrichtung (10) neben der Reibungskupplung (50) im wesentlichen keine weitere Drehmomentübertragungsverbindung zwischen einer Antriebsseite (20) und einer Abtriebsseite (44) der Kupplungseinrichtung aufweist.

25. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungseinrichtung neben der Reibungskupplung als weitere Drehmomentübertragungsverbindung zwischen einer Antriebsseite (20b) und einer Abtriebsseite (44b) der Kupplungseinrichtung einen hydrodynamischen Kreislauf (180b) aufweist.

26. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 12 und 25, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentübertragungsrad ein Turbinenrad (54b) umfaßt oder dem Drehmomentübertragungsrad ein gesondertes Turbi-

nenrad zugeordnet ist, welches Turbinenrad (54b) zusammen mit einem ggf. von einem Gehäuseabschnitt (14b) gebildeten Pumpenrad (182b) und ggf. mit einem Leitrad (184b) den hydrodynamischen Kreislauf (180b) bildet.

27. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 17 und 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenwandung (150b) axial zwischen dem Drehmomentübertragungsrad, ggf. Turbinenrad (54b), und dem Kolben (22b) angeordnet ist.

28. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenwandung (150b) in einem radial inneren Bereich mit einem radial inneren Gehäuseabschnitt, ggf. Stützring (18b) oder Gehäuse-nabe, zur gemeinsamen Drehung mit dem Gehäuse (20b) drehfest verbunden ist, wobei eine Fluidkanalanordnung (192b) im Gehäuseabschnitt oder/und zwischen dem Gehäuseabschnitt und der Zwischenwandung (150b) oder/und in einem Nabenabschnitt der Zwischenwandung (150b) vorgesehen ist, über die ein vom Kolben (22b) und der Zwischenwandung (150b) begrenzter Fluidkammerbereich (102b) der beiden Fluidkammerbereiche (100b, 102b), der vorzugsweise als Fluidzuflußbereich dient, an einer axial verlaufenden, mit einer Fluidquelle oder einem Fluidreservoir verbundenen oder verbindbaren Fluidkanalanordnung (66b) angeschlossen oder anschließbar ist.

29. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 27 oder 28, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenwandung (150b) einen radial äußeren Außenumfang (220b) aufweist, der einen radialen Abstand von einem radial äußeren Umfangswandabschnitt (224b) des Gehäuses (20b) aufweist, wobei wenigstens eine axial zwischen dem Kolben (22b) und der Zwischenwandung (150b) angeordnete abtriebsseitige Lamelle (86b) in einem Radialbereich der ersten Fluidkammer (34b) zwischen dem Außenumfang (220b) und dem Umfangswandabschnitt (224b) in Drehmomentübertragungsverbindung mit der Abtriebsseite (44b) der Kupplungseinrichtung gehalten ist, ggf. über wenigstens einen Lamellentragabschnitt (92b) des Drehmomentübertragungsrad, ggf. Turbinenrad (54b).

30. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungseinrichtung als Kraftfahrzeug-Anfahrle-m (10) ausgelegt ist, das beim Anfahren des Kraftfahrzeugs zum Angleichen einer Antriebsdrehzahl und einer Abtriebsdrehzahl dient.

31. Kupplungseinrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sie als gesonderte Baueinheit (10) in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe einbaubar ist.

32. Kupplungseinrichtung, die in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe einbaubar ist, mit einem eine erste (34) und eine zweite (36) Fluidkammer enthaltenden Gehäuse (20) und einem in dem Gehäuse angeordneten, die erste und die zweite Fluidkammer voneinander trennenden und bezogen auf eine Gehäuseachse (A) axial bewegbaren Kolben (22) einer durch Anlegen eines Fluid-Differenzdrucks zwischen der ersten und der zweiten Fluidkammer betätigbaren Reibungskupplung (50), deren Reibflächen (80, 82, 86, 88, 90) in der ersten Fluidkammer angeordnet sind und die zur Herstellung einer Drehmomentübertragungsverbindung zwischen einer Eingangsseite (20) und einer Ausgangsseite (56) der Kupplungseinrichtung (10)

dient,

wobei unabhängig vom in der zweiten Fluidkammer (36) herrschenden Fluiddruck der ersten Fluidkammer (34) Fluid zuführbar und Fluid von der ersten Fluidkammer abführbar ist, um Reibungswärme von der Reibungskupplung (50) und deren Reibflächen abzuführen, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungseinrichtung neben der Reibungskupplung (50) im wesentlichen keine weitere Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der Antriebsseite (20) und der Abtriebsseite (56) der Kupplungseinrichtung (10) aufweist.

33. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 32, gekennzeichnet durch die Merkmale wenigstens eines der Ansprüche 1 bis 23, 30 und 31.

34. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (20) als Antriebsseite oder Abtriebsseite der Kupplungseinrichtung (10) dient.

35. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Fluidkammer (34) oder/und die zweite Fluidkammer (36) im wesentlichen vollständig mit Fluid, insbesondere Öl, gefüllt ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

Fig. 1

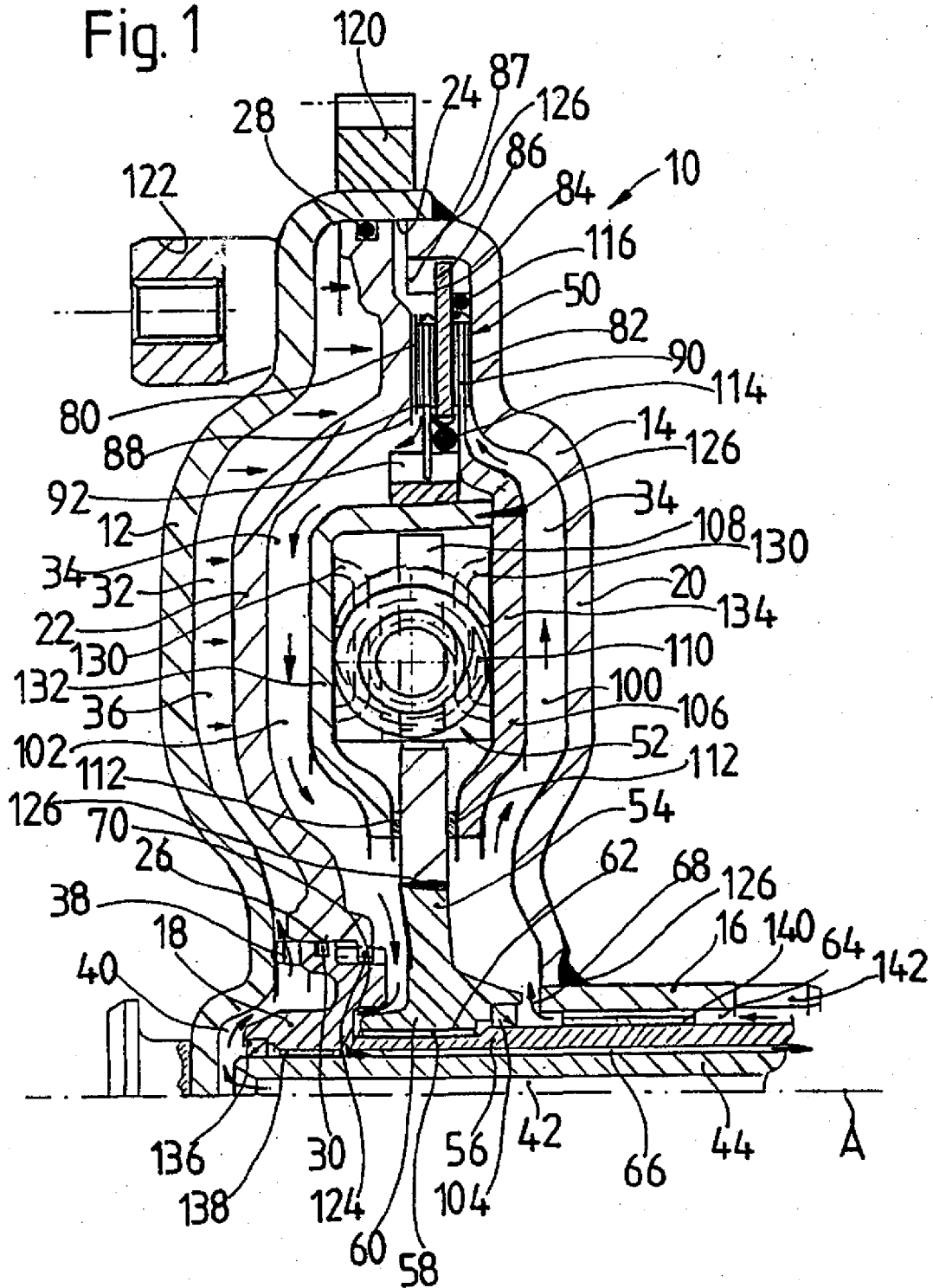


Fig. 2

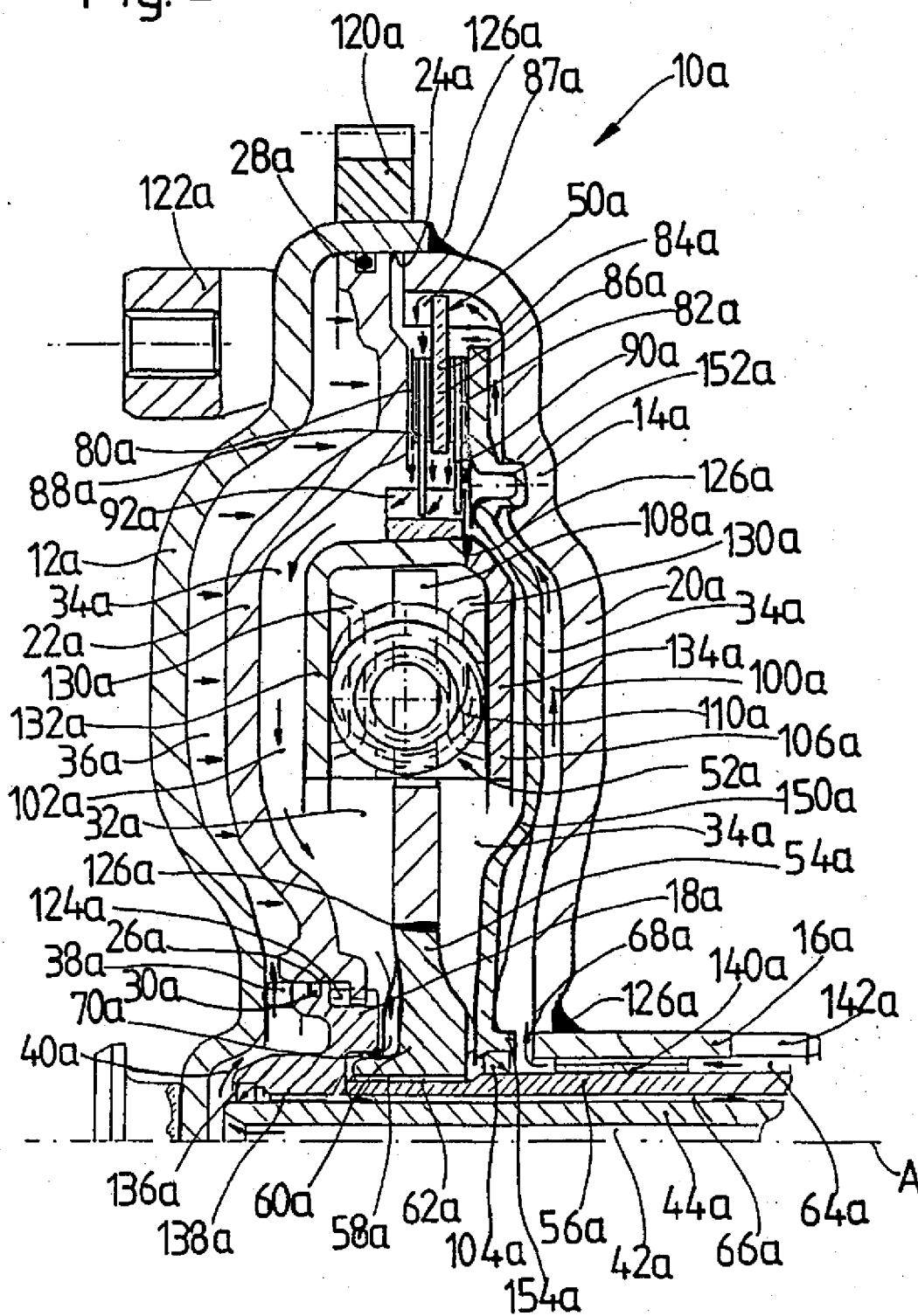


Fig. 3

